

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING

OPTIMALIZACE GEOMETRIE VÝMĚNÍKU POMOCÍ CFD CFD GEOMETRY OPTIMALISATION OF HEAT EXCHANGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ONDŘEJ STROMSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. RICHARD NEKVASIL, Ph.D.

BRNO 2008

ANOTACE

Nalezení optimální geometrie výměníku tepla je hlavní náplní předkládané práce. Největší důraz je přitom kladen na nalezení optimálního proudění tekutin v tepelném výměníku a na minimalizaci tlakových ztrát. Je snahou, proudění tekutin ve výměnících usměrnit tak, aby se uvnitř trubkového a mezitrubkového prostoru nevytvářely mrtvé oblasti, tzn. nedocházelo k usazování částic v těchto místech. Mrtvé oblasti způsobují zvyšování odporu proti přenosu tepla a nutnost častého čištění tepelného výměníku. Z těchto důvodů je nutné provádět analýzy proudění a snažit se nalézt optimální geometrii tepelného výměníku.

ANNOTATION

The main task of thesis is to find optimum geometry of the heat exchanger. The biggest emphases is placed to finding the most optimum of streaming liquid in the heat exchanger and to minimisation pressure losses. There is a effort to regulate the streaming liquids in heat exchangers so that in multitube and on the shell side don't create dead areas, it means to avoid sedimentation of particle in these places. Dead areas cause rising resistance against heat transfer and necessity of frequently cleaning the heat exchanger. For these reasons is necessary to do analyse of flowing and to looking for the optimal geometry of the heat exchanger.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tepelný výměník, analýza proudění, pevnostní analýza, přestup tepla, tlaková ztráta, CFD, MKP.

KEYWORDS

Heat exchanger, flow analyse, stress analyse, heat transfer, pressure drop, CFD, FEM.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STROMSKÝ, O. *Optimalizace geometrie výměníku pomocí CFD*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 57 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Richard Nekvasil, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a že všechny literární zdroje jsem správně a úplně citoval. Diplomová práce je z hlediska obsahu majetkem Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně.

.....
podpis diplomanta

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Richardu Nekvasilovi, Ph.D. za poskytnutí cenných rad a informací při tvorbě diplomové práce.

OBSAH

ANOTACE.....	2
KLÍČOVÁ SLOVA	3
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE	4
PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI.....	5
PODĚKOVÁNÍ	5
OBSAH	6
1 SEZNAM SYMBOLŮ	8
2 ÚVOD.....	10
3 PROUDĚNÍ TEKUTIN.....	11
3.1 Určení charakteru proudění.....	11
3.2 Mezní vrstva.....	11
3.3 Určení tlakové ztráty	12
4 PŘENOS TEPLA.....	13
4.1 Přenos tepla kondukcí.....	13
4.2 Přenos tepla konvekcí.....	13
4.3 Přenos tepla zářením.....	14
5 ZÁKLÁDNÍ VÝPOČTOVÉ VZTAHY TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ	15
5.1 Rovnice tepelných bilancí.....	15
5.2 Rovnice výměny tepla	15
5.3 Střední teplotní rozdíl	15
5.3.1 Teplotní profily pracovních látek při průtoku výměníkem	15
5.3.2 Střední logaritmický teplotní rozdíl při souproudu a protiproudu.....	16
5.3.3 Střední logaritmický teplotní rozdíl při křížovém proudění	17
5.3.4 Střední logaritmický teplotní rozdíl při kombinovaném proudění	18
5.4 Součinitel prostupu tepla pro trubkové výměníky tepla	18
5.5 Součinitel přestupu tepla.....	19
5.5.1 Kritéria podobnosti	19
6 ROZDĚLENÍ TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ	21
7 TRUBKOVÉ VÝMĚNÍKY TEPLA.....	22
7.1 Rozdělení trubkových výměníků.....	22
7.2 Trubkové výměníky tepla v provedení trubka v trubce.....	22
7.3 Trubkové výměníky tepla se svazkem trubek v plášti.....	23
7.3.1 Geometrické uspořádání trubek.....	24
7.3.2 Rozdělení trubek do chodů.....	24
8 CHARAKTERISTIKA CHOVÁNÍ PEVNÉHO TĚLESA.....	25
8.1 Napjatost v bodě tělesa	25
8.2 Deformace v bodě tělesa.....	25
8.3 Hookův zákon	26
8.4 Teorie termoelastivity	27
8.4.1 Základní vztahy	27
9 POUŽÍVANÉ VÝPOČTOVÉ METODY	28
9.1 Metoda konečných prvků.....	28
9.2 CFD (Computational fluid dynamics).....	28
10 ZADÁNÍ A ROZBOR ŘEŠENÉHO VÝMĚNÍKU TEPLA.....	29
10.1 Zadání	29
10.2 Rozměry a geometrie tepelného výměníku.....	29
10.2.1 Geometrické varianty vstupních komor.....	29
10.2.2 Geometrické varianty obrátových komor.....	31
10.2.3 Geometrické varianty přepážek	32

10.3	Pracovní média tepelného výměníku.....	32
10.3.1	Výpočet kompresibilitního faktoru.....	33
10.3.2	Přepočet průtoků médií pro zmenšený model	33
10.4	Materiál tepelného výměníku.....	33
11	ANALÝZA PROUDĚNÍ.....	34
11.1	Tvorba modelu	34
11.2	Tvorba sítě a výpočet charakteru proudění.....	34
11.3	Výsledky analýzy proudění.....	34
11.3.1	Trubkový prostor - části se vstupní komorou.....	34
11.3.2	Trubkový prostor - části s obratovou komorou	36
11.3.3	Mezitrubkový prostor.....	38
12	VÝPOČET PŘESTUPU TEPLA.....	42
12.1	Výpočtový model	42
12.2	Přestup tepla.....	43
13	VÝPOČET ROZLOŽENÍ NAPĚTÍ V DŮSLEDKU PROUDĚNÍ MÉDIÍ.....	46
13.1	Fluid Structure Interaction	46
14	ZÁVĚR.....	48
15	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	49
	SEZNAM PŘÍLOH.....	50
	PŘÍLOHA 1.....	51
	PŘÍLOHA 2.....	54
	PŘÍLOHA 3.....	56

1 SEZNAM SYMBOLŮ

symbol	význam	jednotka
A	plocha výměny tepla	m ²
c	rychlost	m/s
C	konstanta	-
\bar{c}_p	střední měrná tepelná kapacita	J/kg.K
d	vnitřní průměr potrubí	m
d _{ekv.}	ekvivalentní průměr	m
d _i	délky stran	m
E	modul pružnosti v tahu	MPa
\bar{f}	obecné napětí	
G	modul pružnosti ve smyku	MPa
Gr	Grashofovo kritérium	-
g	tíhové zrychlení	m ² /s
grad t	gradient teplotního pole	
i	měrná entalpie	J/kg
k	součinitel prostupu tepla	W/m ² .K
K _g	simplex (vliv geometrie)	-
l	délka potrubí	m
\dot{m}	hmotnostní průtok	kg/s
Nu	Nusseltovo kritérium	-
O	smáčený obvod	m
P	potenciální energie vnějšího zatížení	J
p	tlak	Pa
Pr	Prandtlovo kritérium	-
p _r	redukovaný tlak	-
p _k	kritický tlak	Pa
Δp	tlakové ztráty	Pa
\dot{q}	měrný tepelný tok	W/m ²
\dot{Q}	tepelný výkon	J
\dot{Q}_Z	tepelné ztráty do okolí	J
Re	Reynoldsovo číslo	-
Re _{kr}	kritická hodnota Reynoldsova čísla	-
R _e	mez kluzu	MPa
R _m	mez pevnosti	MPa
R _Z	součinitel zanášení	m ² .K/W
S	průtočný průřez	m ²
s _t	tloušťka stěny	m
t	teplota	°C
T	teplota dokonale černého tělesa	K
t _f	teplota tekutiny	°C
T _r	redukovaná teplota	-
T _k	kritická teplota	K
t _w	teplota povrchu obtékaného tělesa	°C
$\Delta \bar{T}$	střední teplotní rozdíl	K
$\Delta \bar{T}_{ln}$	střední logaritmický teplotní rozdíl	K
ΔT	teplotní rozdíl	K

T_{σ}	tenzor napětí	
T_{ε}	tenzor přetvoření	
u	lineární rychlost	m/s
\dot{V}	průtok	m ³ /h
W	energie napjatosti tělesa	J
w	rychlost	m/s
x	vzdálenost od náběžné hrany	m
z	kompresibilitní faktor	-
α	součinitel přestupu tepla	W/m ² .K
α	součinitel tepelné délkové roztažnosti	1/K
β	součinitel tepelné objemové roztažnosti	1/K
γ	úhlová přetvoření	-
δ_{ij}	Kroneckerův symbol	-
ε	opravný součinitel středního logaritmického teplotního rozdílu	-
ε	délková přetvoření	-
ε_{ij}	deformace	-
$\varepsilon_{ij}^{(T)}$	volná deformace	-
$\varepsilon_{ij}^{(\sigma)}$	deformace (lineární funkce složek vzniklé tepelné napjatosti)	-
ε_{kk}	součet poměrných prodloužení	-
ε/d	relativní drsnost potrubí	-
η	dynamická viskozita	Pa.s
λ	součinitel tření	-
λ	tepelná vodivost	W/m.K
μ	Poissonovo číslo	-
ν	kinematická viskozita	m ² /s
Π	celková potenciální energie tělesa	J
ρ	hustota	kg/m ³
σ	Stefan-Boltzmannova konstanta	W/m ² .K ⁴
σ_i	normálová napětí	MPa
σ_{ij}	tenzor napětí	
σ_{kk}	součet normálních napětí	MPa
τ_{ij}	smyková napětí	MPa
φ_i	natočení	rad

horní index

a, b, c, d proměnný exponent

dolní index

a, b pořadí teplot
max maximální hodnota
min minimální hodnota
x, y, z souřadnice osy
zm zmenšený model
1 teplejší látka, trubkový prostor, vstup
2 chladnější látka, mezitrubkový prostor, výstup

2 ÚVOD

Přenos tepla zaujímá v dnešní době významné místo v průmyslových odvětvích. Zařízení, která slouží k přenosu tepla mezi dvěma popřípadě i více látkami o různé teplotě oddělených mezi sebou pevnou stěnou se nazývají tepelné výměníky. Tepelné výměníky jsou klasifikovány podle uspořádání průtoků a typu konstrukce. Jsou základními prvky systémů na výměnu tepla. Slouží pro zabezpečení realizace technologických procesů a operací, u kterých je požadován ohřev nebo chlazení tekutin, popřípadě tuhých látek o různých modifikacích [3]. Řešen bude trubkový výměník tepla z hlediska proudění a minimalizace tlakových ztrát. Bude vytvořeno několik geometrických variant trubkového a mezitrubkového prostoru. Porovnáním výsledků jednotlivých konstrukčních variant bude vybrána optimální geometrie výměníku tepla. Analýza proudění a výpočet přestupu tepla budou provedeny pomocí CFD (Computational fluid dynamics). Pevnostní výpočet optimálního konstrukčního řešení bude proveden pomocí metody konečných prvků. Tyto moderní přístupy nacházejí stále větší uplatnění při řešení inženýrských problémů.

3 PROUDĚNÍ TEKUTIN

V této kapitole jsou zmíněny základní vztahy a chování tekutin při proudění a obtékání povrchu tělesa. Problematické proudění tekutin se věnuje mnoho odborných publikací [1], [2], [3], [10].

3.1 Určení charakteru proudění

Charakter toku se určí pomocí Reynoldsova čísla Re [-]. Reynoldsovo číslo vyjadřuje poměr setrvačných a třecích sil a je definováno pomocí vztahu [10]

$$Re = \frac{d \cdot u \cdot \rho}{\eta} \quad (3.1)$$

kde d charakteristický rozměr, pro potrubí kruhového průřezu je charakteristický rozměr vnitřní průměr potrubí
 u lineární rychlost
 ρ hustota
 η dynamická viskozita

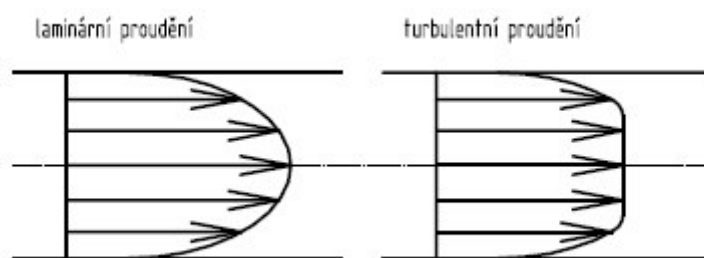
Pro potrubí nekruhového průřezu se zavádí ekvivalentní průměr d_{ekv} [m], který je definován pomocí vztahu

$$d_{ekv} = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (3.2)$$

kde S průtočný průřez
 O smáčený obvod

Pro vymezení laminárního a turbulentního proudění slouží kritická hodnota Reynoldsova čísla Re_{kr} [-]. V literatuře se uvádí hodnota 2320 pro proudění v potrubí kruhového průřezu [1]. Pro využití v technické praxi se však nedoporučuje využívat oblast hodnot $\langle 2000; 3000 \rangle$ z důvodů nestability.

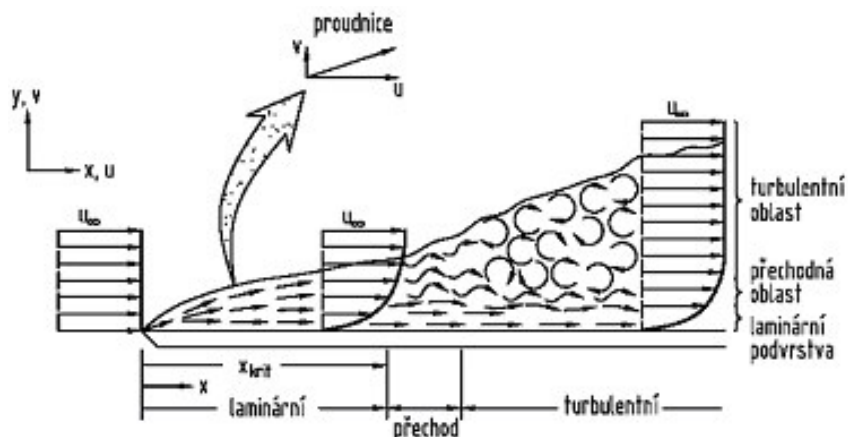
Je-li $Re < Re_{kr}$ jedná se o laminární proudění, je-li $Re > Re_{kr}$ jedná se o proudění turbulentní (obr. 3.1).



Obr. 3.1 Rychlostní profily při proudění kapaliny [10]

3.2 Mezní vrstva

Hranice mezní vrstvy je definována jako poloha, do níž se dostal vliv stěny [2]. Při obtékání tělesa tekutina ulpívá na jeho povrchu. Tekutina, která ulpí na povrchu tělesa, má teplotu rovnou teplotě povrchu. Při obtékání tělesa může na jeho povrchu nastat laminární nebo turbulentní režim nebo obojí. V případě, kdy je obtékáný povrch dostatečně dlouhý nebo tekutina má vysokou rychlost nebo nízkou viskozitu, se na obtékaném povrchu velmi pravděpodobně vytvoří laminární mezní vrstva, která v určité vzdálenosti od náběžné hrany přejde do turbulentního režimu (obr. 3.2).



Obr. 3.2 Laminární a turbulentní mezní vrstva [2]

Pro charakterizování mezních vrstev se používá lokální Reynoldsovo číslo, které je dáno vztahem

$$Re = \frac{w_\infty \cdot x}{\nu} \quad (3.3)$$

kde x charakteristický rozměr, vzdálenost od náběžné hrany
 w rychlost
 ν kinematická viskozita

Pro hodnoty $Re < 5 \cdot 10^5$ je mezní vrstva laminární. Pro hodnoty $Re > 5 \cdot 10^5$ přechází mezní vrstva do turbulentního režimu [2].

3.3 Určení tlakové ztráty

Tlaková ztráta Δp [Pa] se vypočte pomocí Darcy-Weisbachovy rovnice, která je dána vztahem [10]

$$\Delta p = \frac{1}{2} \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot u^2}{d} \quad (3.4)$$

kde λ součinitel tření
 l délka potrubí

Hodnota součinitele tření λ [-] je závislá na charakteru toku, rychlosti, vlastnostech tekutin a geometrických podmínkách. Pro laminární proudění se určí ze vztahu

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.5)$$

Pro turbulentní proudění platí

$$\lambda = f(Re, \varepsilon/d) \quad (3.6)$$

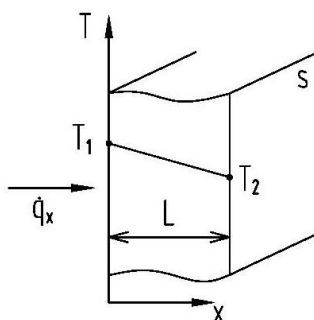
kde ε/d relativní drsnost potrubí

4 PŘENOS TEPLA

Je celá řada knih a odborných článků, které se zabývají otázkou přenosu tepla [2], [3], [10]. Teplo se samovolně šíří z místa o větší teplotě do místa o nižší teplotě. Podle způsobu transportu tepla je rozeznáván přenos tepla kondukcí (vedením), konvekcí (prouděním) a radiací (zářením).

4.1 Přenos tepla kondukcí

Přenos tepla kondukcí probíhá na základě konečného rozdílu teplot u částic tuhé fáze hmoty nebo v klidové kapalně nebo plynné fázi hmoty viz. obr. 4.1.



Obr. 4.1 Vedení tepla rovinnou stěnou [2]

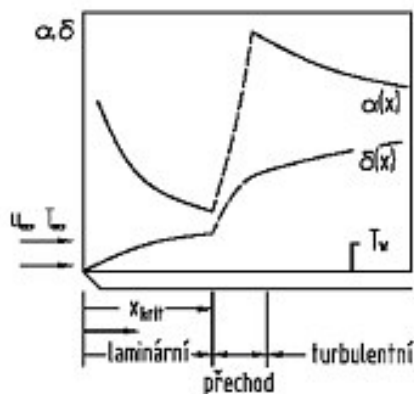
Přenos tepla kondukcí vyjadřuje Fourierův zákon, který je dán vztahem [10]

$$\dot{q} = -\lambda \cdot (\text{grad } t) \quad (4.1)$$

kde \dot{q} měrný tepelný tok
 λ tepelná vodivost
grad t gradient teplotního pole

4.2 Přenos tepla konvekcí

Přenos tepla konvekcí probíhá na základě konečného rozdílu teplot v proudící tekutině. Přenos tepla v proudících tekutinách je uskutečňován v důsledku mísení molekul hmoty o různé teplotě. Na přestup tepla má vliv také charakter mezní vrstvy, jak je patrné z obrázku 4.2. Při přechodu do turbulentní mezní vrstvy dojde k prudkému nárůstu součinitele přestupu tepla, to je způsobeno pohybem vírů, které zintenzivňují přenos tepla od povrchu do proudu.



Obr. 4.2 Vliv mezní vrstvy na přestup tepla [2]

Přenos tepla konvekcí vyjadřuje Newtonův zákon, který je dán vztahem

$$\dot{q} = \alpha \cdot (t_f - t_w) \quad (4.2)$$

kde α součinitel přestupu tepla
 t_f teplota tekutiny
 t_w teplota povrchu obtékaného tělesa

Konvekce může být klasifikována jako přirozená (volná) nebo nucená. Při přirozené konvekci je přenos tepla doprovázen prouděním vznikajícím z rozdílných hustot tekutin. Nucená konvekce je vyvolána umělým pohybem tekutiny, který je uskutečněn například pomocí čerpadel, ventilátorů apod. [3].

4.3 Přenos tepla zářením

Přenos tepla zářením se uskutečňuje vlivem elektromagnetického vlnění v rozsahu přibližně 0,3 až 40 μm . Výpočet radiace se u běžně používaných výměníků tepla zanedbává. Přenos tepla zářením vyjadřuje Stefan-Boltzmannův zákon, který je dán vztahem [10]

$$\dot{q} = \sigma \cdot T^4 \quad (4.3)$$

kde σ Stefan-Boltzmannova konstanta
 T teplota dokonale černého tělesa

Ve skutečnosti neprobíhají jednotlivé mechanismy přestupu tepla zvlášť, ve většině případu je jeden děj doprovázen druhým. Při řešení technických problémů se výpočet zjednodušuje na řešení převládajícího způsobu přenosu tepla.

5 ZÁKLÁDNÍ VÝPOČTOVÉ VZTAHY TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

Cílem této kapitoly není zpracovat výpočtové vztahy všech typů tepelných výměníků, ale udělat pouze stručný přehled základních výpočtových vztahů trubkových výměníků tepla. O tepelných výměnících pojednává mnoho publikací [2], [3], [4], [10], [11].

5.1 Rovnice tepelných bilancí

Tepelný výkon \dot{Q}_1 [J] přiváděný teplejší látkou do výměníku je definován vztahem [3]

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_z \quad (5.1)$$

kde \dot{Q}_2 tepelný výkon přenesený do chladnější látky
 \dot{Q}_z tepelné ztráty do okolí

Z důvodu toho, že u většiny zaizolovaných aparátů běžných velikostí nepřekročí ztráty 5% a je uvažováno zanedbání při návrhovém výpočtu výměníku, lze ztráty do okolí zanedbat. Poté platí vztah

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q} \quad (5.2)$$

kde \dot{Q} tepelný výkon

Pro proudy v TP a MP se uvažuje teplejší látka v TP, pak pro tepelný výkon platí vztah

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot \bar{c}_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \dot{m}_2 \cdot \bar{c}_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}) \quad (5.3)$$

kde \bar{c}_{p1} střední měrná tepelná kapacita teplejší látky
 \bar{c}_{p2} střední měrná tepelná kapacita chladnější látky
 \dot{m}_1 hmotnostní průtok teplejší látky
 \dot{m}_2 hmotnostní průtok chladnější látky
 t_{11} vstupní teplota teplejší látky
 t_{12} výstupní teplota teplejší látky
 t_{21} vstupní teplota chladnější látky
 t_{22} výstupní teplota chladnější látky

$$\text{nebo } \dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) = \dot{m}_2 \cdot (i_{22} - i_{21}) \quad (5.4)$$

kde i měrná entalpie

5.2 Rovnice výměny tepla

Celkový tepelný výkon výměníku tepla je dán vztahem [3]

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta \bar{T} \quad (5.5)$$

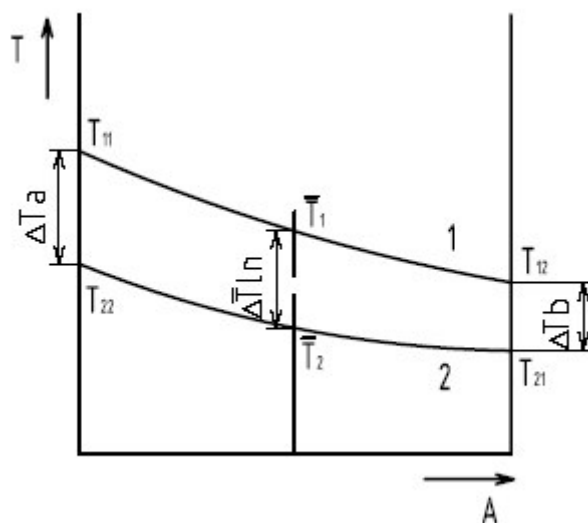
kde A plocha výměny tepla
 k součinitel prostupu tepla
 $\Delta \bar{T}$ střední teplotní rozdíl

5.3 Střední teplotní rozdíl

5.3.1 Teplotní profily pracovních látek při průtoku výměníkem

U pracovních látek dochází při průtoku výměníkem s jedním chodem v TP a MP k plynulé změně teploty podél celé plochy výměny tepla. Z obr. 5.1 je patrné, že křivky popisující

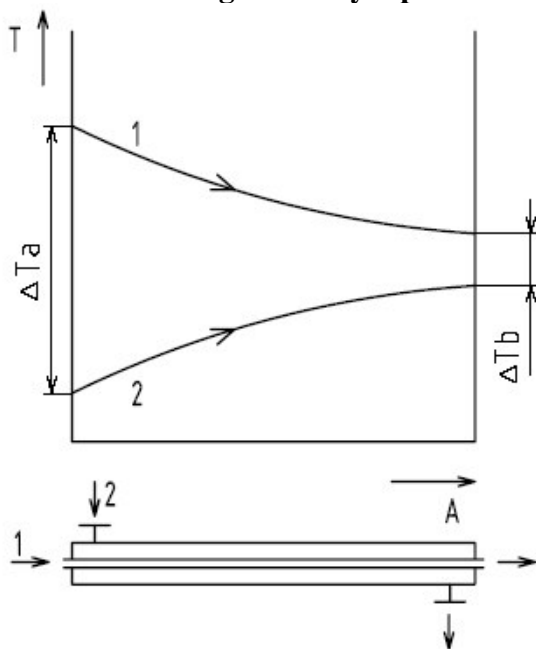
průběh změny teploty jsou logaritmického tvaru. Rozdíl jejich středních hodnot se označuje jako střední logaritmický teplotní rozdíl $\Delta \bar{T}_{\ln}$ [K].



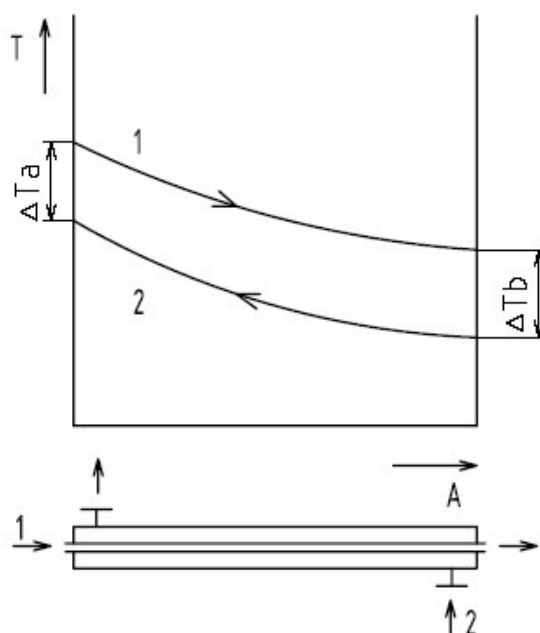
1 – teplejší pracovní látka
2 – chladnější pracovní látka

Obr. 5.1 Křivky průběhu teplot pracovních látek [3]

5.3.2 Střední logaritmický teplotní rozdíl při souproudu a protiproudu



Obr. 5.2 Teplotní profily pracovních látek při souproudu [3]



Obr. 5.3 Teplotní profily pracovních látek při protiproudu [3]

Jak je vidět z obrázku 5.2, při souproudu proudění pracovních látek odpovídá rozdíl teplot ΔT_a maximálnímu rozdílu teplot ΔT_{\max} a rozdíl teplot ΔT_b minimálnímu rozdílu teplot ΔT_{\min} . Výstupní teplota chladnější látky T_{22} bude vždy nižší než výstupní teplota teplejší látky T_{12} . U protiproudého proudění pracovních látek (obr. 5.3) může maximálnímu rozdílu teplot odpovídat jak ΔT_a tak ΔT_b .

Jestliže $\dot{m}_1 \cdot \bar{c}_{p1} > \dot{m}_2 \cdot \bar{c}_{p2}$ pak $\Delta T_a = \Delta T_{\min}$, $\Delta T_b = \Delta T_{\max}$ (5.6)

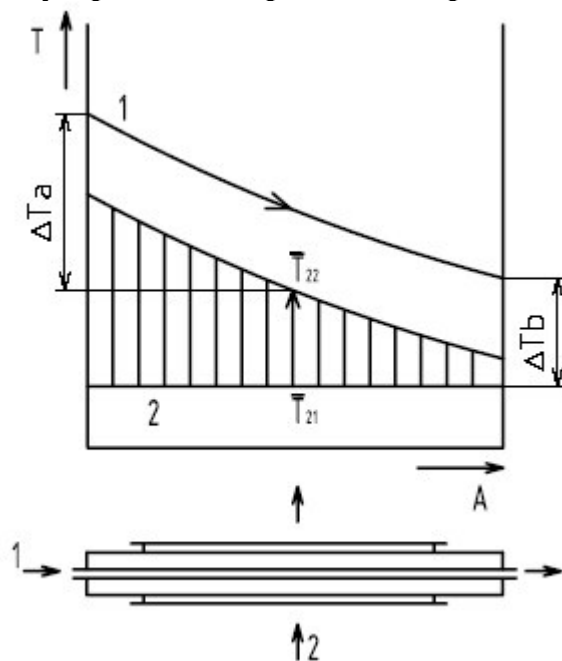
$\dot{m}_1 \cdot \bar{c}_{p1} < \dot{m}_2 \cdot \bar{c}_{p2}$ pak $\Delta T_a = \Delta T_{\max}$, $\Delta T_b = \Delta T_{\min}$ (5.7)

Výstupní teplota chladnější látky může být i vyšší než výstupní teplota teplejší látky. V takovém případě hovoříme o tzv. překřížení koncových teplot.

Pro souproudé a protiproudé uspořádání je střední teplotní logaritmický rozdíl dán vztahem

$$\Delta \bar{T}_{\ln} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} \quad (5.8)$$

5.3.3 Střední logaritmický teplotní rozdíl při křížovém proudění



Obr. 5.4 Teplotní profily pracovních látek při křížovém proudění [3]

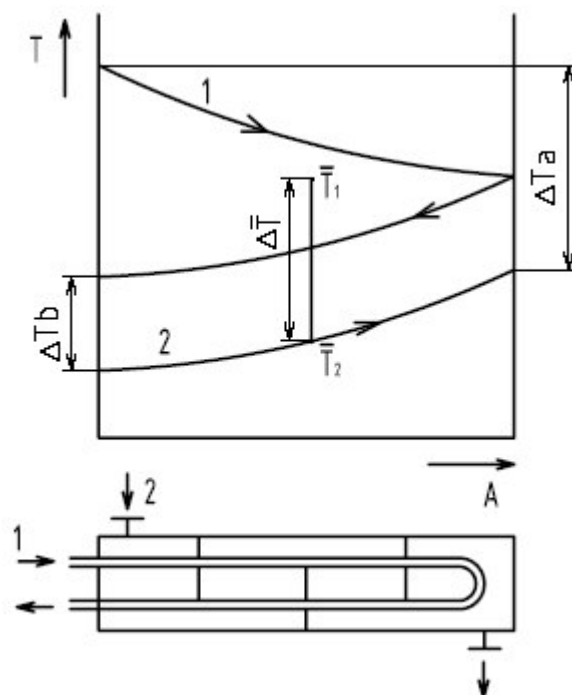
Výstupní teplota T_{22} při křížovém proudění není konstantní, jak vyplývá z obr. 5.4. Při výpočtech se musí uvažovat její střední hodnota \bar{T}_{22} . Z tohoto důvodu je vztah (5.8) upraven do tvaru

$$\Delta \bar{T}_{\ln} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} \cdot \varepsilon \quad (5.9)$$

kde ε opravný součinitel středního logaritmického teplotního rozdílu

U křížového uspořádání může stejně jako u protiproudého uspořádání odpovídat maximálnímu teplotnímu rozdílu jak ΔT_a , tak ΔT_b . Obdobně za určitých podmínek, zejména při větším počtu řad trubek za sebou, může být výstupní teplota chladnějšího proudu vyšší než výstupní teplota teplejšího proudu.

5.3.4 Střední logaritmický teplotní rozdíl při kombinovaném proudění



Obr. 5.5 Teplotní profily pracovních látek při kombinovaném proudění [3]

Jak je patrné z obrázku 5.5 dochází při kombinovaném uspořádání z části k souproudému a z části k protiproudému proudění. Vzhledem k tomu se při výpočtu použije vztah (5.8) s opravným součinitelem pro kombinované proudění.

5.4 Součinitel prostupu tepla pro trubkové výměníky tepla

Součinitel prostupu tepla popisuje přenos tepla mezi TP a MP. Součinitel prostupu tepla je dán vztahem

$$k = \frac{1}{\frac{A_2}{A_1} \cdot \frac{1}{\alpha_1} + \frac{A_2}{A_s} \cdot \frac{s_t}{\lambda_t} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5.10)$$

kde s_t tloušťka stěny

Pro trubkové výměníky s hladkými trubkami přejde vztah (5.8) do tvaru

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{2\lambda_t} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5.11)$$

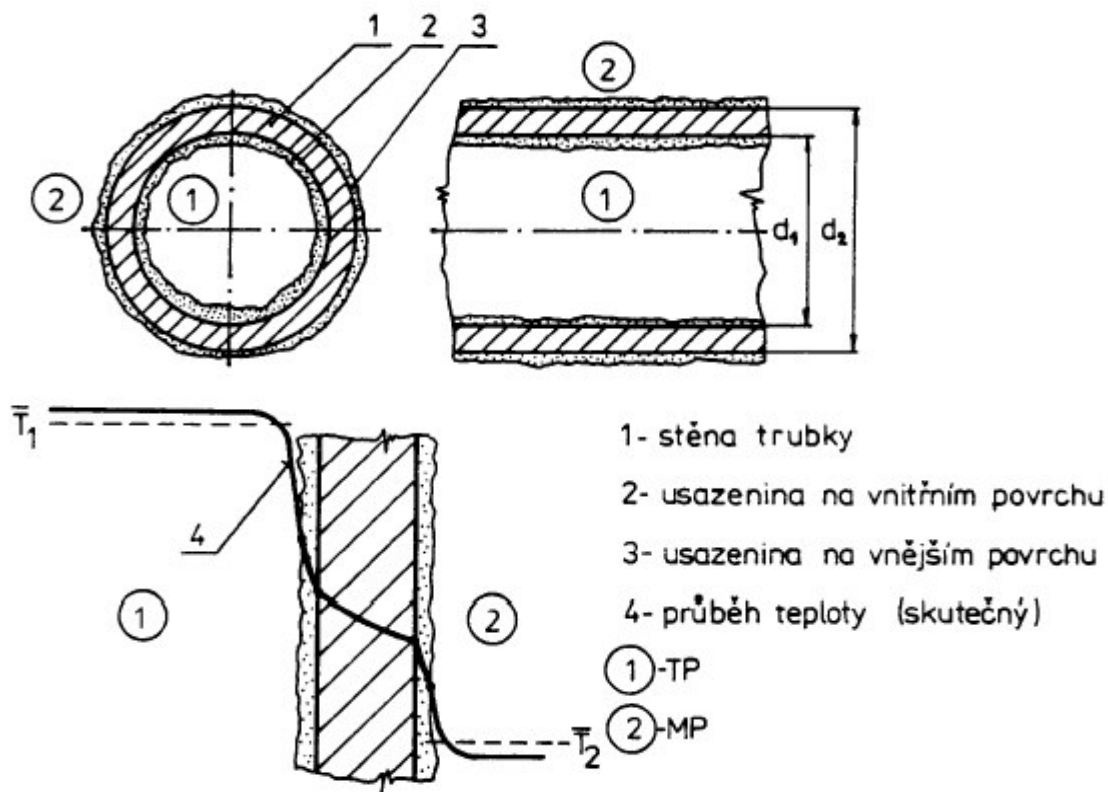
V praxi je nutné při výpočtech uvažovat se zanášením ploch výměny tepla [10]. Zanášení způsobují produkty koroze, kaly a jiné částice. Ty jsou unášeny pracovními látkami a dochází k jejich usazování na plochách výměny tepla. Zanášení se rozděluje podle druhu usazených částic na mechanické, chemické a biologické. Následkem zanášení je neustálé zvyšování odporu proti přenosu tepla, což má za následek neustálé snižování výkonu tepelného výměníku. Pro zajištění velikosti tepelného výkonu výměníku po celou dobu provozu, je

nutné při návrhu výměníku uvažovat s přídavkem na zanášení. Součinitel prostupu tepla s uvažováním zanášení je dán vztahem

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_{z1} \right) + \frac{d_2}{2\lambda_t} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_{z2} \right)} \quad (5.12)$$

kde R_{z1} součinitel zanášení v trubkovém prostoru
 R_{z2} součinitel zanášení v mezitrubkovém prostoru

Z následujícího obrázku 5.6 je patrné rozložení teplot v okolí stěny trubky, která je z obou stran zanešena nečistotami.



Obr. 5.6 Rozložení teplot v okolí stěny trubky [3]

5.5 Součinitel přestupu tepla

5.5.1 Kritéria podobnosti

Obecně se závislost součinitele přestupu tepla vyjadřuje vztahem

$$\alpha = f(\lambda, cp, \eta, \rho, u, \Delta T, L) \quad (5.13)$$

Mezi základní kritéria podobnosti patří Reynoldsovo (2.1), Prandtlovo, Nusseltovo, Grashofovo kritérium

Prandtlovo kritérium Pr [-], které vyjadřuje souvislost mezi hydrodynamickými poměry a podmínkami konvektivního přenosu tepla v tekutině, je dáno vztahem

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (5.14)$$

Nusseltovo kritérium Nu [-], které vyjadřuje podobnost přenosu tepla konvekcí v mezní vrstvě tekutiny, je dáno vztahem

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (5.15)$$

Grashofovo kritérium Gr [-], které charakterizuje poměr třecích a vztlačkových sil v proudící tekutině, je dáno vztahem

$$Gr = \frac{L^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta t}{\eta^2} \quad (5.16)$$

kde g tíhové zrychlení
 β součinitel tepelné objemové roztažnosti

Kriteriální rovnice obecného tvaru je dána vztahem

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot Gr^c \cdot Kg^d \quad (5.17)$$

kde K_g simplex

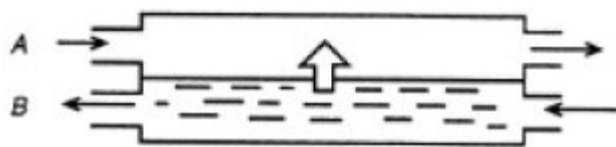
Simplex vyjadřuje vliv geometrie plochy výměny tepla.

6 ROZDĚLENÍ TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

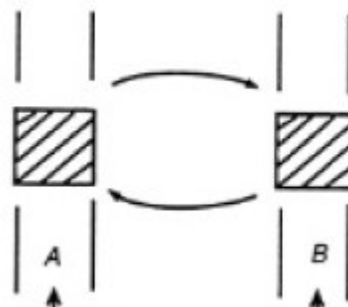
Podle počtu ploch, které se zúčastňují přenosu tepla, se tepelné výměníky rozdělují na rekuperační (obr. 6.1), regenerační (obr. 6.2) a směšovací (obr. 6.3).

Rekuperační výměníky jsou takové výměníky, ve kterých jsou pracovní látky, u nichž dochází k výměně tepla, odděleny pevnou stěnou elementů, tvořících dvě plochy, které se zúčastňují výměny tepla. U regeneračních výměníků je přenos tepla mezi pracovními látkami uskutečněn pomocí teponosné látky, která předává akumulované teplo z teplejší tekutiny na tekutinu chladnější. U směšovacích výměníků dochází k výměně tepla přímým stykem pracovních látek.

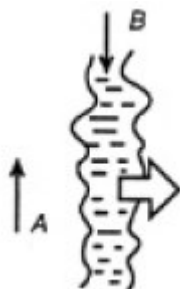
Tepelné výměníky se též rozdělují na výměníky s přímým a nepřímým přenosem tepla. Do skupiny s přímým přenosem tepla se řadí směšovací výměníky a do skupiny s nepřímým přenosem tepla patří výměníky s plochami zúčastňujícími se přenosu tepla [3].



Obr. 6.1 Rekuperační výměník [11]



Obr. 6.2 Regenerační výměník [11]



A – studený proud, B – teplý proud

Obr. 6.3 Směšovací výměník [11]

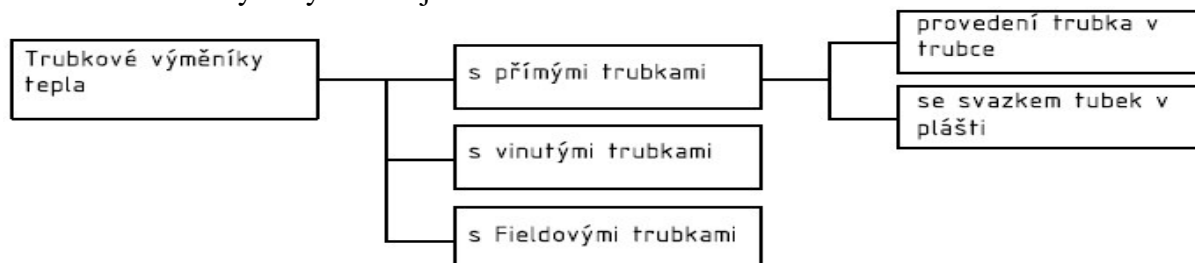
Podle geometrie rozdělujeme tepelné výměníky na trubkové, deskové a speciální.

7 TRUBKOVÉ VÝMĚNÍKY TEPLA

Cílem této kapitoly je zmínit se o některých nejpoužívanějších typech trubkových výměníků tepla, o jejich funkcích a konstrukcích [3], [4], [10], [11].

7.1 Rozdělení trubkových výměníků

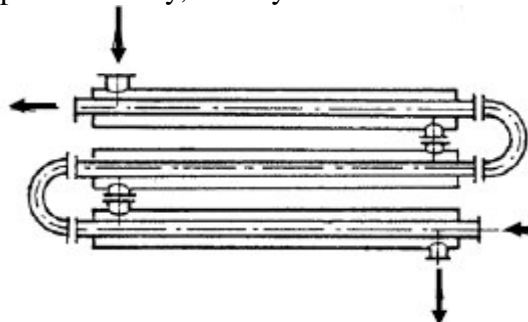
Rozdělení trubkových výměníků je uvedeno na obr. 7.1.



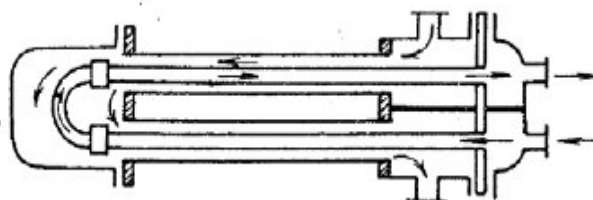
Obr. 7.1 Rozdělení trubkových výměníků [3]

7.2 Trubkové výměníky tepla v provedení trubka v trubce

Tepelné výměníky typu trubka v trubce jsou konstruovány jako nerozebíratelné (obr. 7.2) nebo jako rozebíratelné (obr. 7.3). Nerozebíratelné provedení se používá pro malé teplotní rozdíly pracovních látek ($\Delta T = 20\text{ °C}$). Na rozdíl od rozebíratelného provedení se používá jen pro čisté látky, u kterých není třeba častého čištění mezitrubkového prostoru.

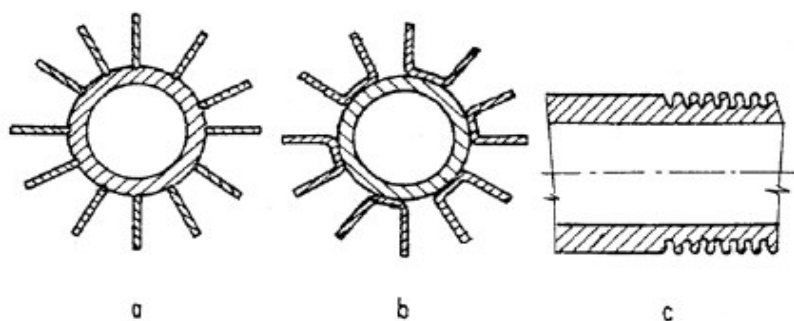


Obr. 7.2 Nerozebíratelné provedení [10]



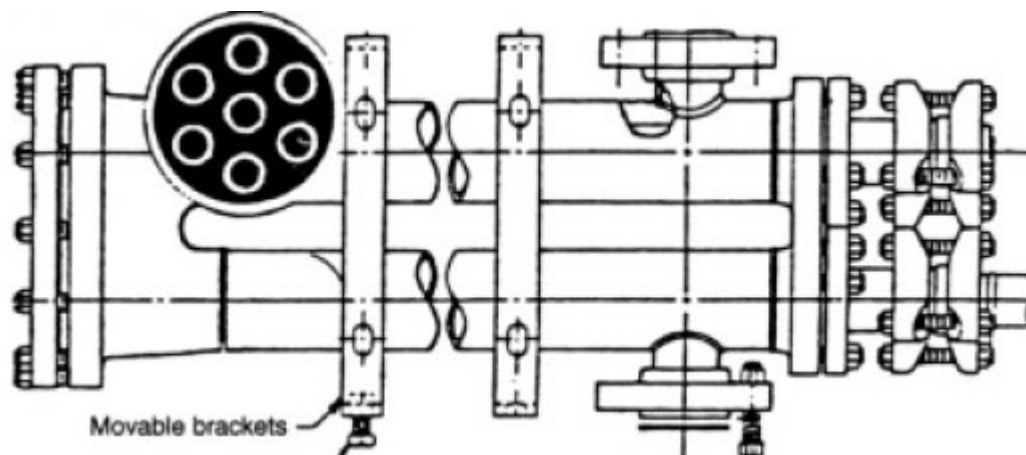
Obr. 7.3 Rozebíratelné provedení [10]

U trubkových výměníků tohoto typu dochází k menšímu zanášení produkty koroze a mechanickými nečistotami. Tyto výměníky pracují s vyššími účinnostmi než trubkové výměníky s přepážkovými systémy v plášti. V některých případech, kdy je obtížné zajistit z jedné strany velkou hodnotu součinitele přestupu tepla (např. proudění plynu s laminárním režimem toku), se používají žebrované plochy výměny tepla (obr. 7.4).



Obr. 7.4 Příklad žebrování povrchu trubek [10]: a) žebra přivařená v kanálech, b) žebra ve tvaru koryt, c) vyválcovaná žebra

Na obr. 7.5 je znázorněna ukázka konstrukčního provedení výměníku tepla, typ trubka v trubce v rozebíratelném sedmitrubkovém provedení



Pozn.:

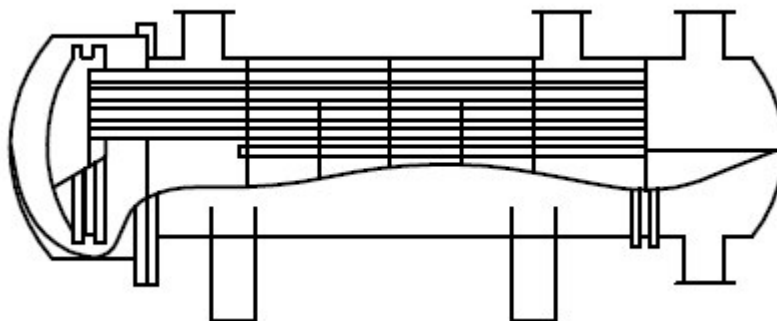
Movable bracket – posuvná podpěra

Obr. 7.5 Příklad konstrukčního provedení výměníku tepla typu trubka v trubce v rozebíratelném provedení (sedmitrubkové provedení) [11]

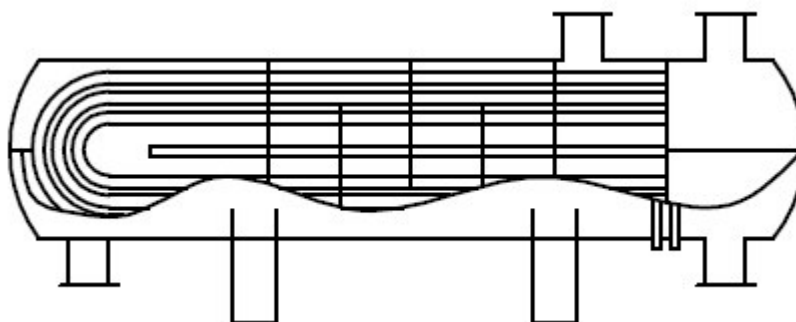
V porovnání s trubkovými výměníky tepla s přepážkovými systémy vykazují výměníky tepla typu trubka v trubce značné rozměry a velkou spotřebu kovu na jednotku plochy výměny tepla.

7.3 Trubkové výměníky tepla se svazkem trubek v plášti

Výměníky tepla se svazkem trubek v plášti patří mezi nejpoužívanější výměníky v chemických zařízeních. Některá konstrukční řešení výměníků se svazkem trubek v plášti jsou znázorněny na obr. 7.6 a 7.7.



Obr. 7.6 Výměník tepla s plovoucí hlavou [11]

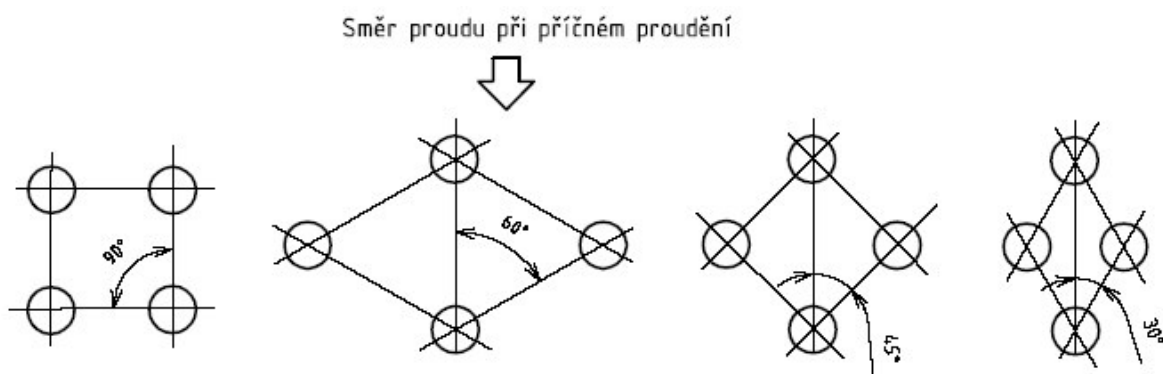


Obr. 7.7 Výměník tepla s U trubkami [11]

Tepelný výměník s plovoucí hlavou díky své konstrukci, kdy jedna trubkovnice je sevřena mezi příruby pláště a komory a druhá trubkovnice je součástí plovoucí hlavy, umožňuje volnou teplotní dilataci trubkového svazku. Díky tomu nevznikají žádná přídatná dilatační napětí a výměník lze použít pro velké rozdíly teplot a tlaků. Tyto výměníky mají velkou teplosměnnou plochu. Výměníky s U trubkami se používají pro stejné parametry jako výměníky s plovoucí hlavou. Jsou levnější (odpadá výroba plovoucí hlavy), ale trubkový svazek se velmi obtížně čistí [4].

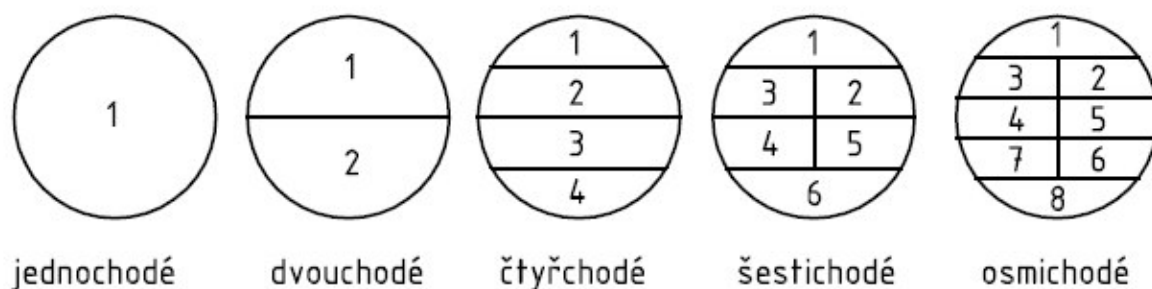
7.3.1 Geometrické uspořádání trubek

Geometrické uspořádání trubek je znázorněno na obr. 7.8. V případě podélného obtékání trubek je možné použít libovolné uspořádání trubek. U příčného obtékání trubek se nejčastěji používají geometrické uspořádání s úhlem 30° nebo 45° . Uspořádání s úhlem 60° se nedoporučuje. V případech kdy má být svazek trubek mechanicky čistěn se používá geometrické uspořádání s úhlem 45° nebo 90° .



Obr. 7.8 Geometrické uspořádání trubek [3]

7.3.2 Rozdělení trubek do chodů



Obr. 7.9 Rozdělení trubek do chodů [3]

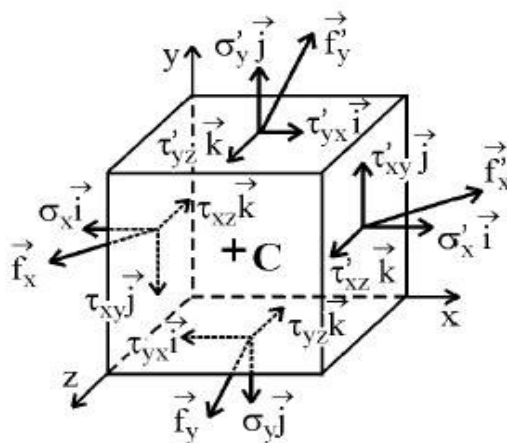
Z předchozího obrázku 7.9 je patrné rozdělení trubek do chodů. Nejčastěji se používá uspořádání se dvěma chody v trubkách.

8 CHARAKTERISTIKA CHOVÁNÍ PEVNÉHO TĚLESA

Cílem této kapitoly není zpracovat kompletní přehled o chování pevného tělesa. Jsou uvedeny pouze základní vztahy a vlastnosti. Popisem chování pevného tělesa se zabývá [5], [6], [8].

8.1 Napjatost v bodě tělesa

Napjatost v bodě tělesa je množina obecných napětí ve všech řezech, které je možné tímto bodem proložit (obr. 8.1) [5].



Obr. 8.1 Elementární prvek tělesa [5]

Obecná napětí \vec{f} rozložená do směrů os kartézského souřadnicového systému jsou dána vztahy

$$\vec{f}_x = \sigma_x \vec{i} + \tau_{xy} \vec{j} + \tau_{xz} \vec{k} \quad (8.1)$$

$$\vec{f}_y = \tau_{yx} \vec{i} + \sigma_y \vec{j} + \tau_{yz} \vec{k} \quad (8.2)$$

$$\vec{f}_z = \tau_{zx} \vec{i} + \tau_{zy} \vec{j} + \sigma_z \vec{k} \quad (8.3)$$

kde σ_i normálová napětí
 τ_{ij} smyková napětí

Napjatost v bodě tělesa je jednoznačně určena tenzorem napětí T_σ , který je dán vztahem

$$T_\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad (8.4)$$

8.2 Deformace v bodě tělesa

Deformace v bodě tělesa je poměrná deformace elementárního prvku tělesa, který tento bod tělesa obsahuje (obr. 8.2)

Deformace v bodě tělesa je popsána tenzorem přetvoření T_ϵ , který je určen délkovými přetvořeními ϵ [-]

$$\epsilon_x = \frac{dx' - dx}{dx}, \quad \epsilon_y = \frac{dy' - dy}{dy}, \quad \epsilon_z = \frac{dz' - dz}{dz} \quad (8.5)$$

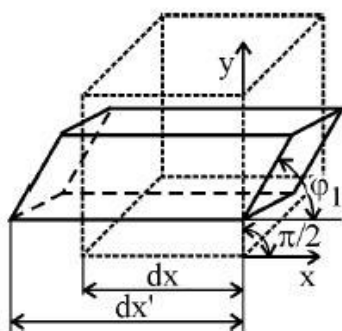
a úhlovými přetvořeními γ [-]

$$\gamma_{xy} = \frac{\pi}{2} - \varphi_{xy}, \gamma_{xz} = \frac{\pi}{2} - \varphi_{xz}, \gamma_{yz} = \frac{\pi}{2} - \varphi_{yz} \quad (8.6)$$

kde d_i délky stran
 φ_i natočení

Tenzor přetvoření je poté vyjádřen vztahem

$$\mathbf{T}_\varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_x & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \frac{\gamma_{yx}}{2} & \varepsilon_y & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{zy}}{2} & \varepsilon_z \end{pmatrix} \quad (8.7)$$



Obr. 8.2 Elementární prvek tělesa [5]

8.3 Hookův zákon

Hookův zákon obecně popisuje závislost mezi složkami tenzoru napětí a tenzoru přetvoření ve sledovaném bodě tělesa. Pro popis deformačně-napětového chování lineárně pružného materiálu platí mezi složkami napětí a přetvoření lineární závislost. V případě jednoosé napjatosti je závislost mezi napětím a přetvořením v podélném směru dána rovnicí [5]

$$\sigma_x = E \varepsilon_x \quad (8.8)$$

kde E modul pružnosti v tahu

Pro trojosý stav napjatosti platí vztah

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z = -\mu \varepsilon_x \quad (8.9)$$

kde μ Poissonovo číslo

Pro popis lineárně elastického chování izotropního materiálu postačí uvedené materiálové konstanty (určí se z tahové zkoušky). Pro popis anizotropního lineárně elastického materiálu je zapotřebí 21 elastických konstant. Vztahy pro víceosou napjatost popisuje obecný Hookův zákon, který lze rozepsat do šesti algebraických rovnic

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_x - \mu \cdot (\sigma_y + \sigma_z)] \quad (8.10)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_y - \mu \cdot (\sigma_x + \sigma_z)] \quad (8.11)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_z - \mu \cdot (\sigma_x + \sigma_y)] \quad (8.12)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (8.13)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (8.14)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (8.15)$$

kde G modul pružnosti ve smyku

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \quad (8.16)$$

8.4 Teorie termoelasticity

8.4.1 Základní vztahy

Teplotní napětí vznikají v součástech jako důsledek nerovnoměrného rozložení teplot, když spojitostí tělesa je jeho jednotlivým elementům znemožněno volně dilatovat tak, jak by odpovídalo zvýšením teploty ΔT . Tyto volné tepelné dilatace jednotlivých elementů jsou dány vztahem [6]

$$\varepsilon_{ij}^{(T)} = \delta_{ij} \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (8.17)$$

kde δ_{ij} Kroneckerův symbol
 α součinitel tepelné roztažnosti

Volné tepelné dilatace jsou obecně nespojitě, a proto jsou sousedními elementy z určité části potlačeny, ovšem za současného vzniku napětí. Výsledná deformace ε_{ij} [-] je pak dána vztahem

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^{(\sigma)} + \varepsilon_{ij}^{(T)} \quad (8.18)$$

kde $\varepsilon_{ij}^{(T)}$ volná deformace
 $\varepsilon_{ij}^{(\sigma)}$ deformace, která je lineární funkcí složek vzniklé tepelné napjatosti

Pomocí vztahu (8.17) a rozšířeného Hookova zákona se získá tzv. Duhamel – Neumanova rovnice

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1 + \mu}{E} \cdot \sigma_{ij} - \frac{\mu}{E} \cdot \delta_{ij} \cdot \sigma_{kk} + \delta_{ij} \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (8.19)$$

kde σ_{ij} tenzor napětí
 σ_{kk} součet normálních napětí

Složky napětí lze vyjádřit ze vztahu (8.19)

$$\sigma_{ij} = 2 \cdot G \cdot \left(\varepsilon_{ij} + \delta_{ij} \cdot \frac{\mu}{1 - 2 \cdot \mu} \cdot \varepsilon_{kk} - \delta_{ij} \cdot \frac{1 + \mu}{1 - 2 \cdot \mu} \cdot \alpha \cdot \Delta T \right) \quad (8.20)$$

kde ε_{kk} součet poměrných prodloužení [8]

9 POUŽÍVANÉ VÝPOČTOVÉ METODY

9.1 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků (dále jen MKP) patří mezi moderní metody napětově-deformačních analýz [5]. MKP je používána i v jiných oblastech inženýrských výpočtů (vedení tepla, proudění kapalin, elektřina a magnetismus). MKP je založena na variačním počtu, hledá minimum nějakého funkcionálu.

Funkcionál je zobrazení z množiny funkcí do množiny čísel. Je to pravidlo, podle něhož je přiřazena funkci na jejím definičním oboru nebo jeho části nějaká číselná hodnota. Příkladem je určitý integrál funkce.

Základním funkcionálem v deformačně-napětové analýze pružných těles je jejich energie napjatosti. Je to práce spotřebovaná na deformaci tělesa, v případě pružné deformace jde o práci vratnou (při návratu do původního nedeformovaného stavu se dá zpětně získat). Jde o číselnou hodnotu, která je přiřazena funkcím popisujícím deformační posuvy jednotlivých bodů tělesa. V případě, že jsou posuvy základními neznámými funkcemi, jedná se o deformační variantu MKP. Energii napjatosti pro libovolný deformovaný tvar lze určit přetvoření a napětí ve všech bodech tělesa. Při daném zatížení a vazbách k okolí nemůže těleso zaujmout libovolný tvar, jeho deformovaný tvar je jednoznačně definován. Z různých možných deformovaných tvarů tělesa je to ten nejméně energeticky náročný, který je matematicky vyjádřen větou o minimu kvadratického funkcionálu. Tato věta popisuje obecný přírodní princip, že z možných dějů proběhne ve skutečnosti ten, k jehož uskutečnění je zapotřebí minimální energie. Příslušným energetickým funkcionálem, jehož minimum určí skutečný deformovaný tvar tělesa, je celková potenciální energie tělesa Π , která je dána vztahem

$$\Pi = W - P \quad (9.1)$$

kde W energie napjatosti tělesa
 P potenciální energie vnějšího zatížení

Celková potenciální energie je funkcí posuvů a jeho jednotlivých bodů. Poté je možné nalézt minimum funkcionálu, tzn. nalézt takový tvar, v němž bude při daném zatížení a vazbách funkcionál Π nejmenší, a který se tedy jako jediný realizuje.

9.2 CFD (Computational fluid dynamics)

Computational fluid dynamics (výpočtová dynamika tekutin) je podle definice, která byla publikována v roce 1995 J. D. Andersonem, umění nahrazovat integrály a parciální derivace v Navier – Stokesových rovnicích diskretizovanými algebraickými formami a řešit vzniklé soustavy lineárních rovnic s cílem nalézt hodnoty vlastností proudových polí v diskretních bodech [7].

Jedna z hlavních záporných stránek výpočtové dynamiky tekutin v praktických aplikacích, zejména v turbulentním proudění, je neexistence matematicky podložených a spolehlivých odhadů velikosti chyb.

Využití výpočtové mechaniky tekutin v průmyslu je prakticky omezeno jen ekonomickými faktory, samotné výpočtové modelování proudících tekutin nemá žádná fyzikální omezení. Naopak, simulování stavů v extrémních podmínkách je významnou oblastí ve využití CFD.

CFD modelování je možné rozdělit do tří hlavních oblastí využití:

- vývoj nových výrobků a zařízení
- analýza příčin špatné funkce zařízení (troubleshooting)
- optimalizace provozních nebo konstrukčních parametrů zařízení

10 ZADÁNÍ A ROZBOR ŘEŠENÉHO VÝMĚNÍKU TEPLA

10.1 Zadání

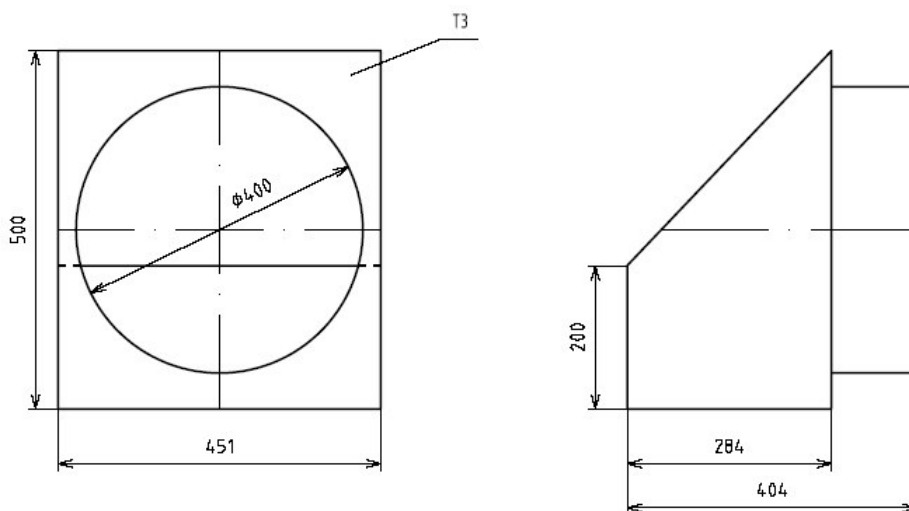
Cílem diplomové práce je nalézt optimální geometrii výměníku tepla. Bylo navrženo několik konstrukčních variant, které byly porovnávány se stávající geometrií. Snahou bylo snížit tlakové ztráty a zajistit takové proudění v trubkovém a mezitrubkovém prostoru, aby nedocházelo k vytváření mrtvých koutů. Pro řešení byl model výměníku upraven z důvodu velké objemnosti. Řešen byl pouze primární okruh zmenšený v měřítku 1:5. Analýza probíhala v několika krocích. Nejprve byla vybrána nejvhodnější varianta trubkové a mezitrubkové části tepelného výměníku. U takto navrženého výměníku byl spočítán přestup tepla. Výsledné teploty byly srovnány se zadanými. Následně byl proveden pevnostní výpočet neoptimálnějšího konstrukčního řešení pomocí MKP.

10.2 Rozměry a geometrie tepelného výměníku

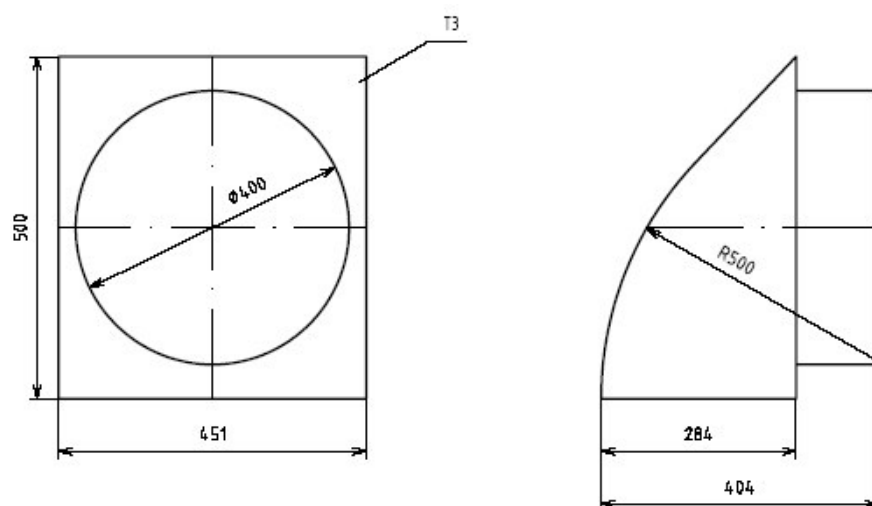
Geometrie stávajícího řešení a zmenšeného modelu určeného pro výpočet viz příloha 1. Všechny navržené varianty mají stejné hlavní rozměry. Liší se pouze tvarem vstupních komor, které byly modifikovány do třech různých variant, obrátových komor (4 modifikace) a tvarem přepážek v mezitrubkovém prostoru (4 modifikace).

10.2.1 Geometrické varianty vstupních komor

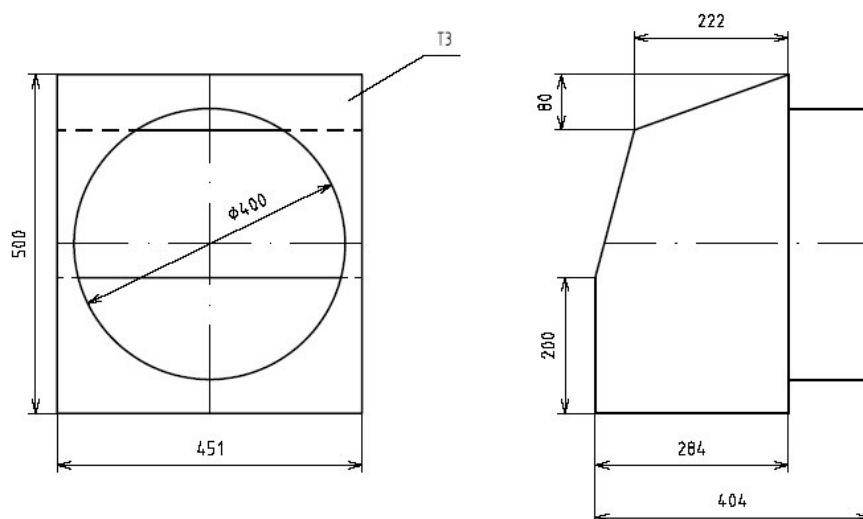
Výchozí tvar trubkové části vstupní komory je znázorněn na obrázku 10.1. První modifikací geometrie komory je její zaoblení (viz obr. 10.2) z důvodu plynulejšího proudění proudnic. Dalším je přechod pomocí dvou zkosených ploch viz obr. 10.3 (varianta 1) a pomocí tří zkosených ploch viz obr. 10.4 (varianta 2). Rozměry vstupní komory a jejich modifikací byly upraveny pro řešený primární okruh tepelného výměníku.



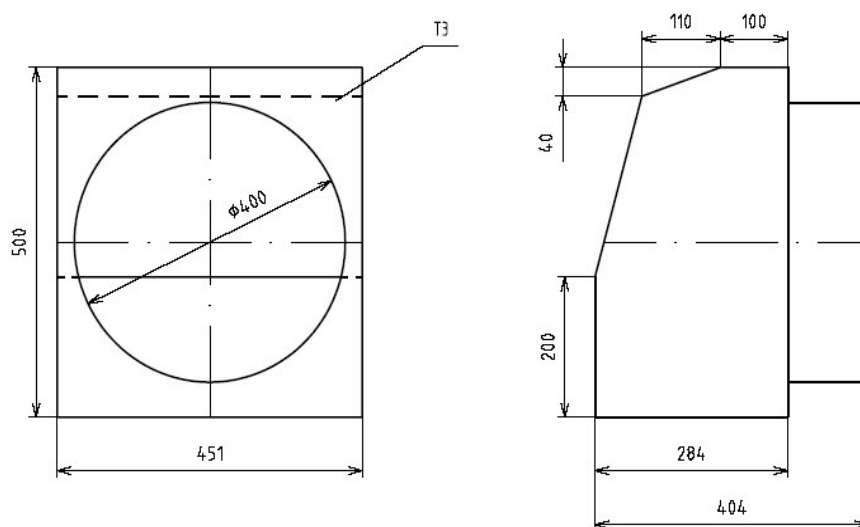
Obr. 10.1 Výchozí tvar



Obr. 10.2 Zaoblený tvar



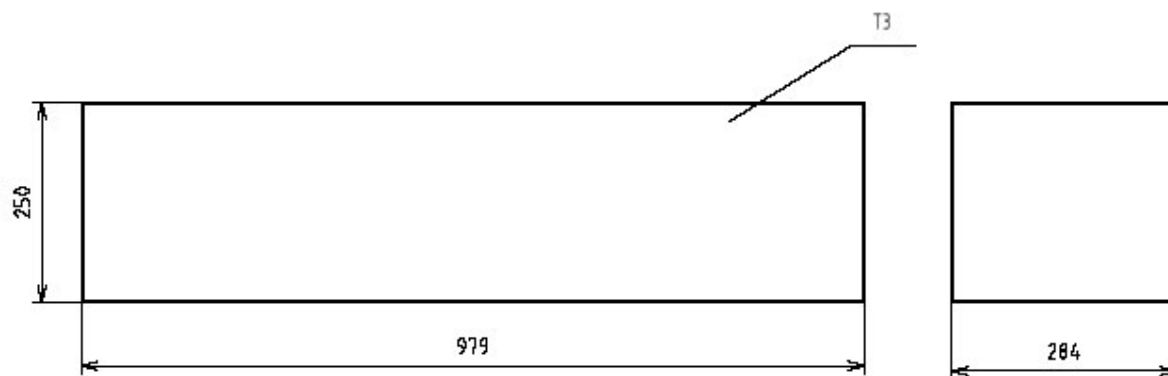
Obr. 10.3 Zkosený tvar (varianta 1)



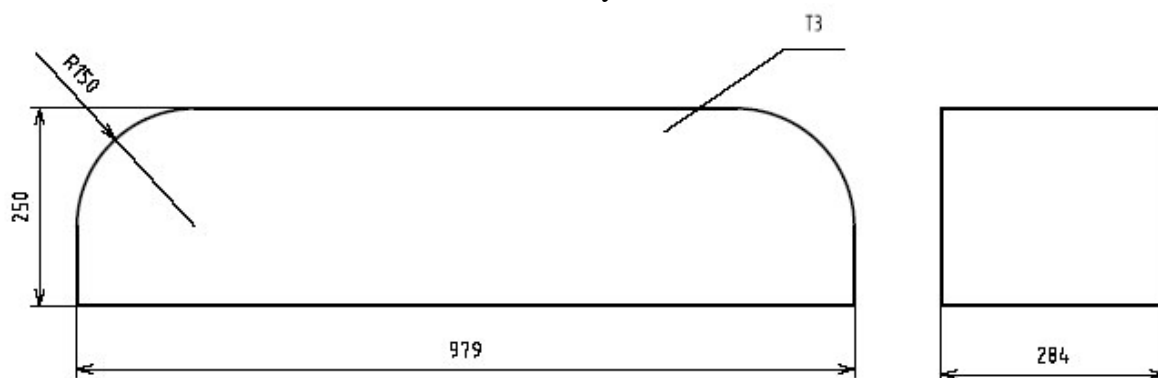
Obr. 10.4 Zkosený tvar (varianta 2)

10.2.2 Geometrické varianty obratových komor

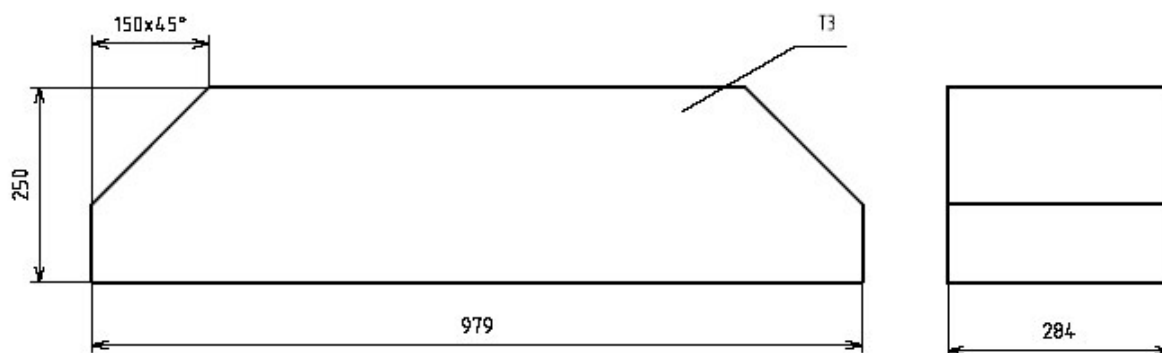
Výchozí tvar trubkové části obratové komory je znázorněn na obrázku 10.5. Jednou z modifikací výchozího tvaru je jeho zaoblení (obr. 10.6). Dalšími úpravami jsou zkosení pod úhlem 45° ve vzdálenosti 150 mm od hrany komory (varianta 1) viz. obr. 10.7, zkosení pod úhlem 60° (varianta 2) viz. obr. 10.8 a zkosení pod úhlem 45° ve vzdálenosti 250 mm od hrany komory (varianta 3) viz. obr. 10.9. Rozměry obratové komory a jejich modifikací byly upraveny pro řešení primární okruh tepelného výměníku.



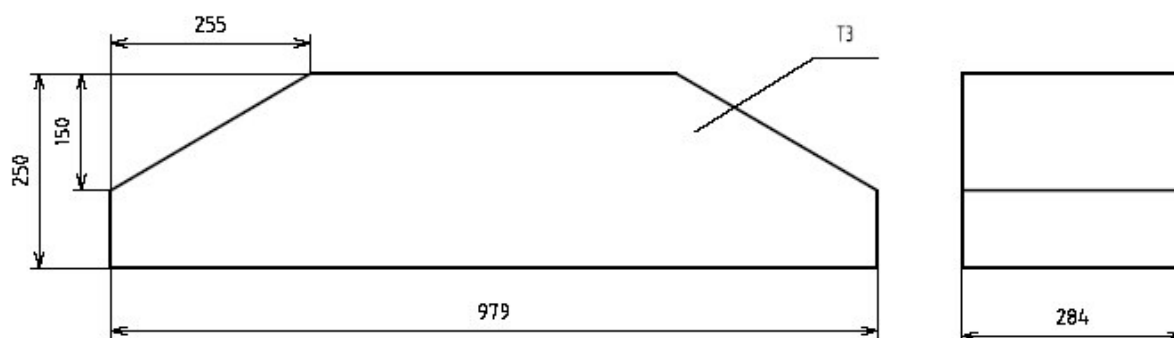
Obr. 10.5 Výchozí tvar



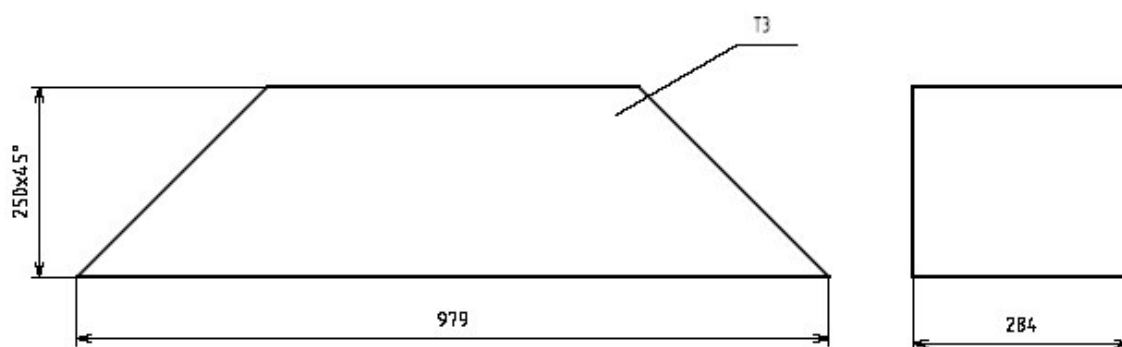
Obr. 10.6 Zaoblený tvar



Obr. 10.7 Zkosený tvar varianta 1



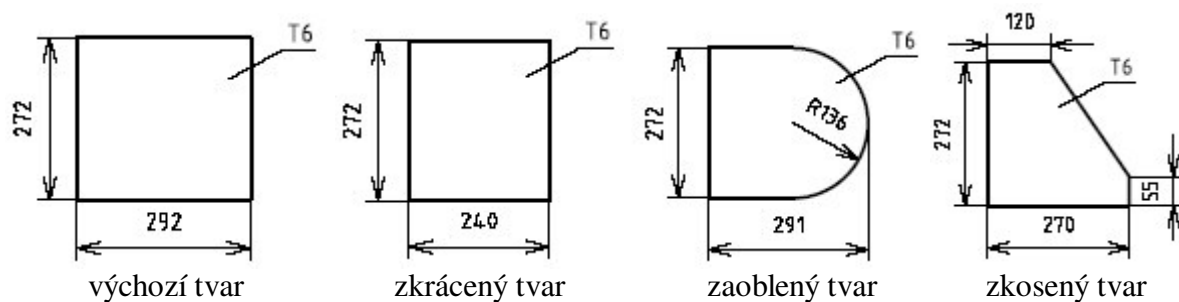
Obr. 10.8 Zkosený tvar varianta 2



Obr. 10.9 Zkosený tvar varianta 3

10.2.3 Geometrické varianty přepážek

Bylo navrženo několik rozdílných tvarů přepážek mezitrubkového prostoru, které je možné vidět na obrázku 10.10. Oproti původnímu tvaru je uvažována zkrácená, zaoblená a zkosená přepážka.



Obr. 10.10 Geometrické varianty přepážek

10.3 Pracovní média tepelného výměníku

Ve výměníku probíhá výměna tepla mezi spaliny a vzduchem v protiproudém uspořádání. V trubkovém prostoru proudí spaliny o tlaku 101,325 kPa a průtoku 3200 m³_N/h. Na vstupu do výměníku mají spaliny teplotu 180 °C a na výstupu z výměníku teplotu 90 °C. Termofyzikální vlastnosti spalin jsou uvedeny v tabulce 10.1. V mezitrubkovém prostoru proudí vzduch o tlaku 102,325 kPa a průtoku 900 m³_N/h. Vzduch má na vstupu do výměníku teplotu 50 °C a na výstupu z výměníku teplotu 130 °C.

t [°C]	0	100	200
ρ [kg/m ³]	1,22381	0,89584	0,70650
η [Pa.s]	15,8E-6	20,1E-6	24,0E-6
c_p [J/kg.K]	1112,531	1117,58	1129,41
λ [W/m.K]	0,02196	0,02921	0,03626

Tab. 10.1 Termofyzikální vlastnosti spalín [10]

10.3.1 Výpočet kompresibilitního faktoru

Pro výpočet bylo ověřeno zda-li může být vzduch považován za ideální, viz příloha 3.

Redukovaná teplota vzduchu [-] $T_r = 2,44$

Redukovaný tlak vzduchu [-] $p_r = 0,027$

Hodnoty redukované teploty a tlaku byly zaneseny do generalizovaného diagramu kompresibilitních faktorů z [-] (Hougen – Watson diagram) [9]. Z tohoto diagramu byl odečten kompresibilitní faktor $z = 1$.

Z výsledku vyplývá, že ve výpočtu může být vzduch považován za ideální.

10.3.2 Přepočet průtoků médií pro zmenšený model

Spaliny	Rychlost [m/s]	7,3
	Průtok [m^3/h]	128
Vzduch	Rychlost [m/s]	6,6
	Průtok [m^3/h]	36

10.4 Materiál tepelného výměníku

Všechny části tepelného výměníku, tzn. vstupní komory, obrátové komory, plášť, trubky, trubkovnice, přepážky jsou vyrobeny z materiálu 11 373. Jedná se o nelegovanou konstrukční ocel obvyklé jakosti vhodnou ke svařování [12]. Fyzikální a mechanické vlastnosti materiálu v závislosti na teplotě [13] jsou uvedeny v tabulce 10.2.

t [°C]	20	50	100	150
λ [W/m.K]	53,5	52,8	52	50
c_p [J/kg.K]	500	500	500	500
α [1/K]			11,1	11,5
E [MPa]	206	204	201	196
R_e [MPa]	235	225	215	205
R_m [MPa]	363	360	355	350
ρ [kg/m ³]	7850			
μ [-]	0,3			

Tab. 10.2 Mechanické a fyzikální vlastnosti materiálu [13]

11 ANALÝZA PROUDĚNÍ

11.1 Tvorba modelu

Model výměníku tepla a modely všech konstrukčních variant byly vytvořeny v programu SolidWorks. Pro další zpracování byly vyexportovány ve formátu IGES. Vzhledem k náročnosti geometrie celého výměníku bylo nutné přistoupit k určitým zjednodušením. Při analýzách jednotlivých variant, byly řešeny pouze dílčí části. Např. svazek trubek byl rozdělen na polovinu a odděleně byla analyzována část se vstupní komorou a část s obratovou komorou.

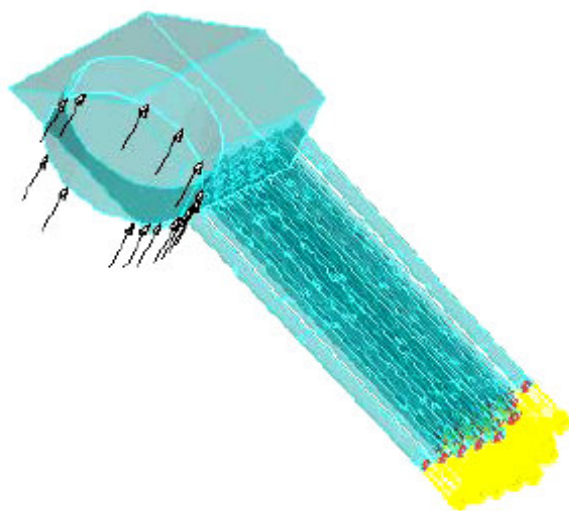
11.2 Tvorba sítě a výpočet charakteru proudění

Analýza proudění byla provedena pomocí metody CFD. Použit byl program CFX. V programu CFX-Mesh byly nadefinovány okrajové podmínky jako vstup, výstup a mezní vrstva. Jako model turbulence byl použit univerzální model k-Epsilon. Výpočtová síť byla vytvořena z tetraedrických elementů. Počet elementů částí trubkového prostoru se vstupní komorou se pohyboval kolem 200 tisíc, částí s obratovou komorou kolem 450 tisíc a u částí mezitrubkového prostoru okolo 600 tisíc elementů. V programu CFX-Pre v sekcích “create domain“ a “create boundary condition“ byly nadefinovány vlastnosti a provozní podmínky pracovního média (teplota, tlak, rychlost). V sekci “define the solver control criteria“ byly zadány parametry iteračního výpočtu. Po zadání všech potřebných údajů byl v sekci “write a solver file“ spuštěn výpočet, který proběhl v programu CFX-Solver. Výsledky analýz byly získány z programu CFX-Post.

11.3 Výsledky analýzy proudění

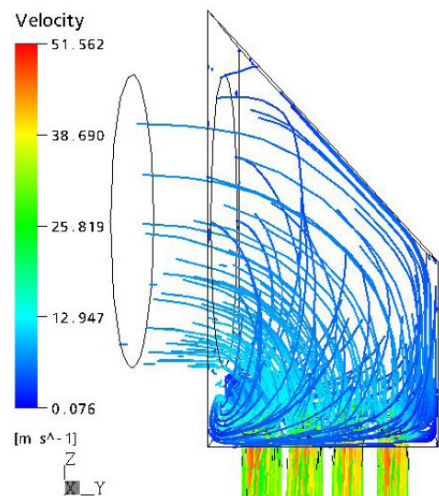
11.3.1 Trubkový prostor - části se vstupní komorou

Jako okrajové podmínky pro spaliny proudící v trubkovém prostoru byly použity hodnoty z kapitol 10.3 a 10.3.2. Zadávány byly pouze hodnoty na vstupu, výstupní podmínka byla zadána tak, aby koncové hodnoty byly dopočítány. Zadání okrajových podmínek je znázorněno na obrázku 11.1 pro příklad výchozího tvaru, kde černé šipky označují vstup a žluté šipky označují výstup. Vlastnosti spalin byly zadány podle tabulky 10.1.

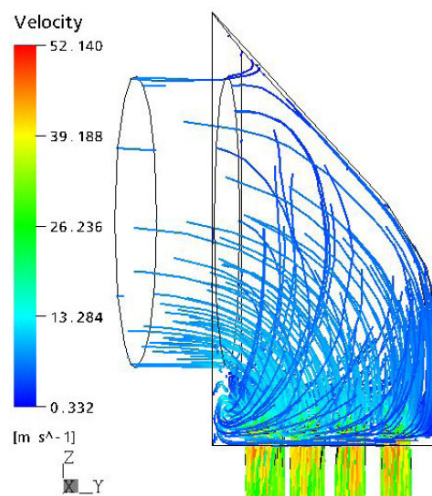


Obr. 11.1 Okrajové podmínky

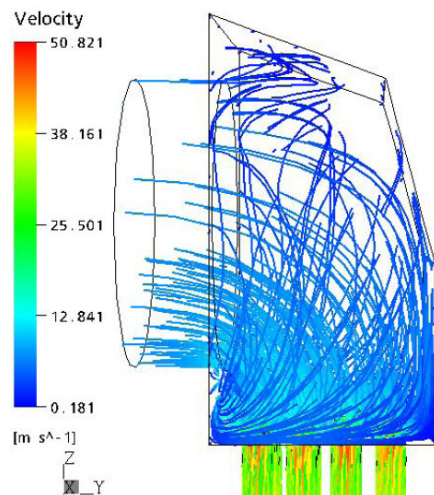
Po zadání všech potřebných hodnot byly provedeny analýzy proudění spalin. Rozložení rychlostních polí pomocí proudnic je znázorněno na několika následujících obrázcích.



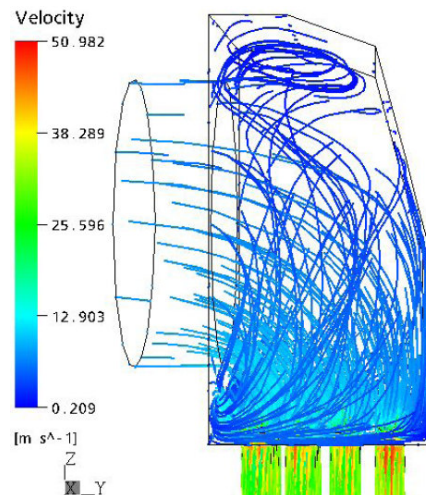
Obr. 11.2 Výchozí tvar



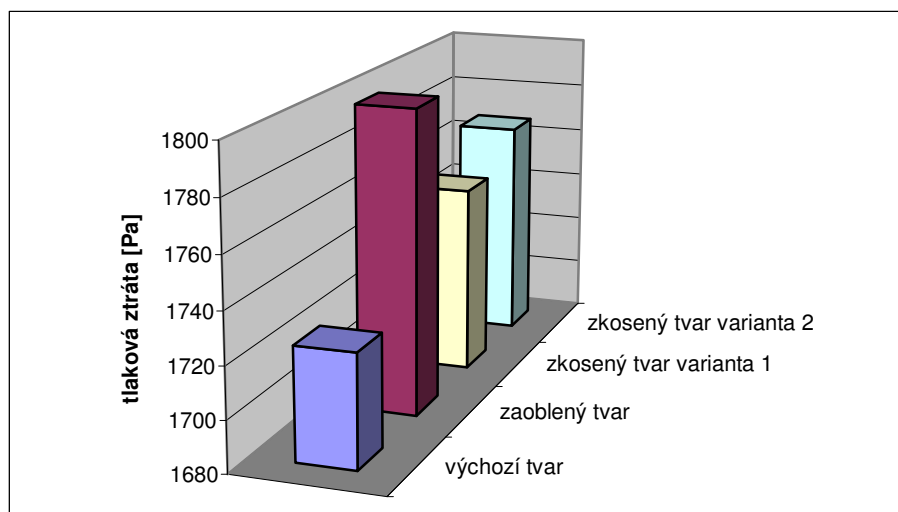
Obr. 11.3 Zaoblený tvar



Obr. 11.4 Zkosený tvar
varianta 1



Obr. 11.5 Zkosený tvar
varianta 2



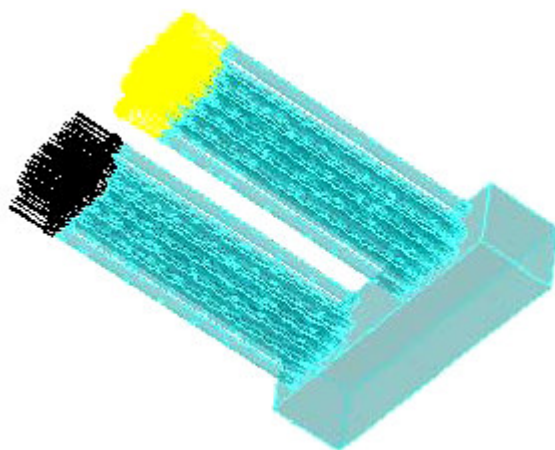
Obr. 11.6 Tlakové ztráty jednotlivých variant

U zkosených tvarů vstupních komor (obr. 11.4, obr. 11.5) dochází ke spirálovým vírům v horních (mrtvých) oblastech. Z výsledků vyplývá, že optimálním konstrukčním řešením z hlediska proudění a minimalizace tlakových ztrát je výchozí tvar vstupní komory (obr.11.2).

11.3.2 Trubkový prostor - části s obratovou komorou

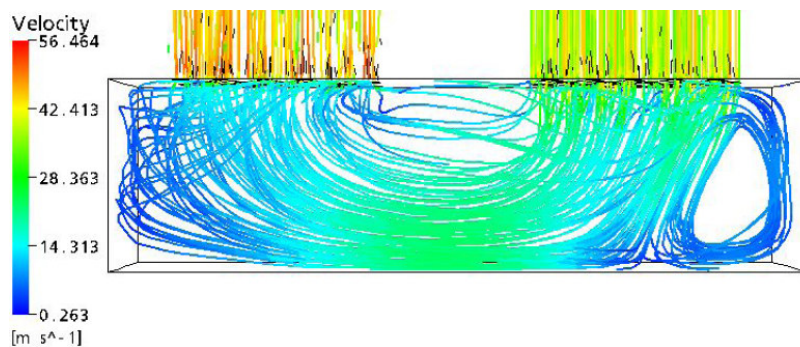
Pro výpočet částí s obratovou komorou byly za vstupní okrajové podmínky použity parametry totožné s parametry na výstupu optimální geometrie části se vstupní komorou. Spaliny mají na vstupu do části s obratovou komorou rychlost 46,2 m/s a teplotu 180 °C (453,15 K). Vlastnosti spalin byly zadány podle tabulky 10.1.

Zadání okrajových podmínek bylo obdobné jako u částí se vstupní komorou (obr.11.7).

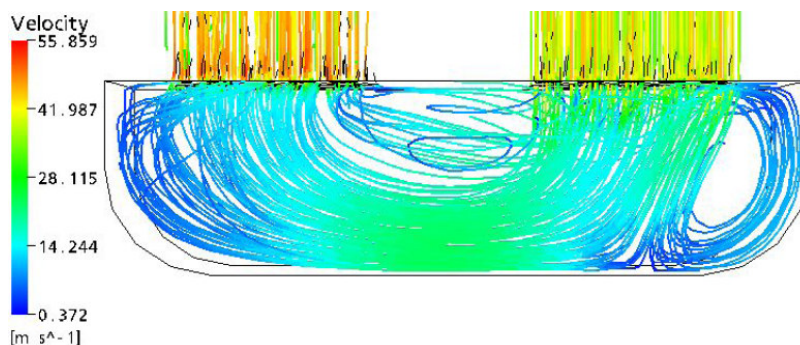


Obr. 11.7 Okrajové podmínky (výchozí tvar)

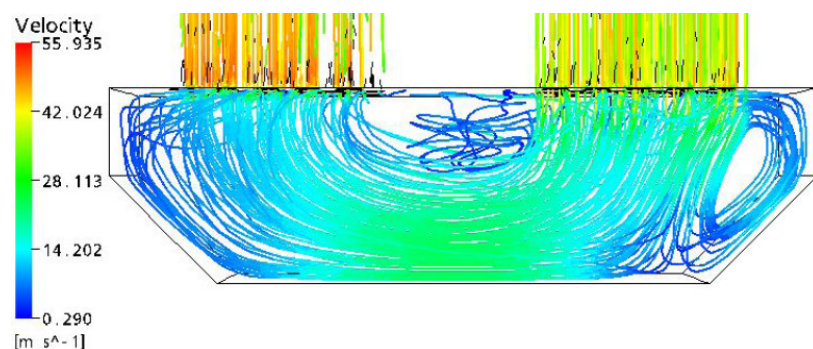
Po zadání všech okrajových podmínek a provedení proudových analýz byly získány výsledky, které jsou znázorněny na následujících obrázcích proudnicemi rychlostních polí.



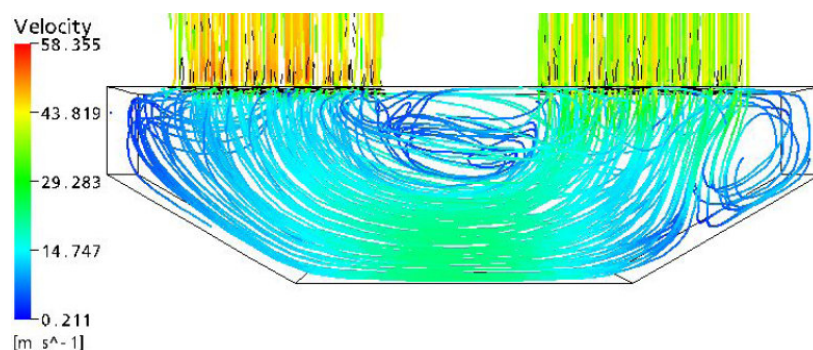
Obr. 11.8 Výchozí tvar



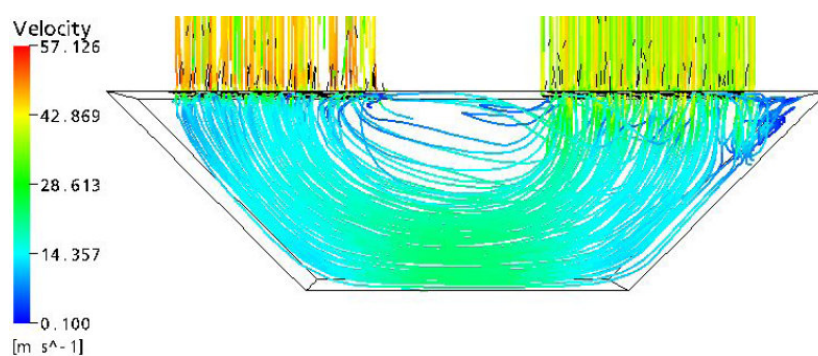
Obr. 11.9 Zaoblený tvar



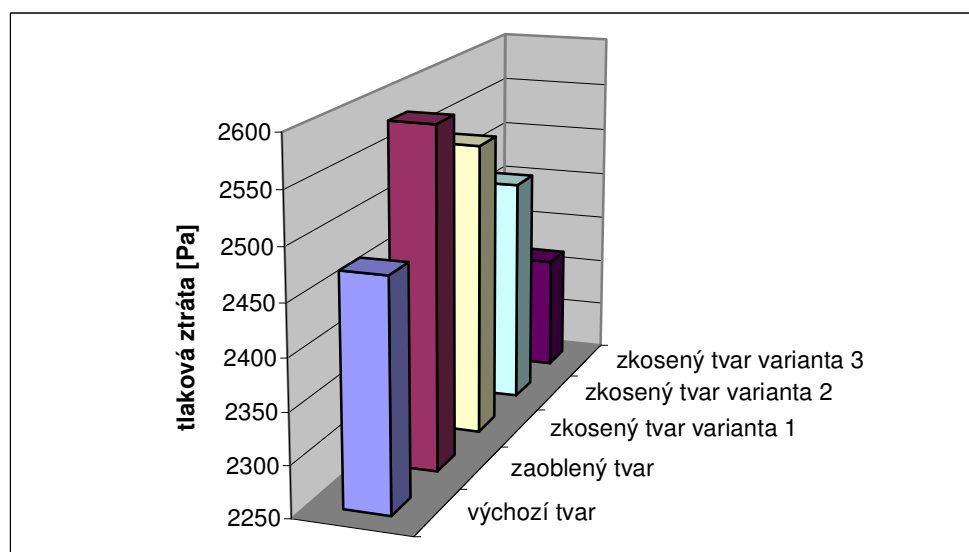
Obr. 11.10 Zkosený tvar varianta 1



Obr. 11.11 Zkosený tvar varianta 2



Obr. 11.12 Zkosený tvar varianta 3

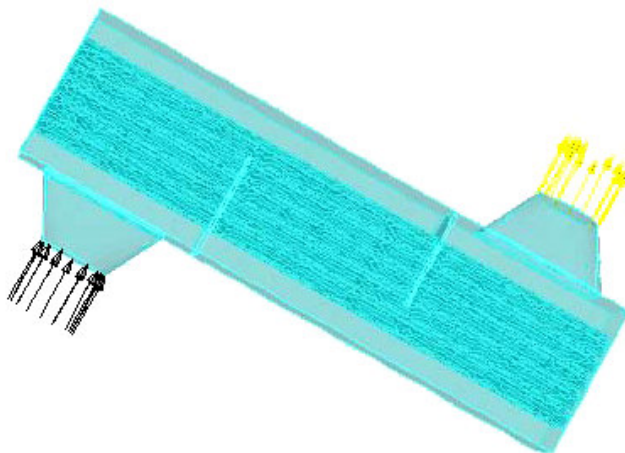


Obr. 11.13 Tlakové ztráty jednotlivých variant

Z výsledků je patrné, že optimálním konstrukčním řešením je třetí varianta zkoseného tvaru (obr. 11.12). U všech ostatních variant se na vstupu do obrátové komory vytvářejí mrtvá místa, která způsobují víření a zvýšení tlakových ztrát.

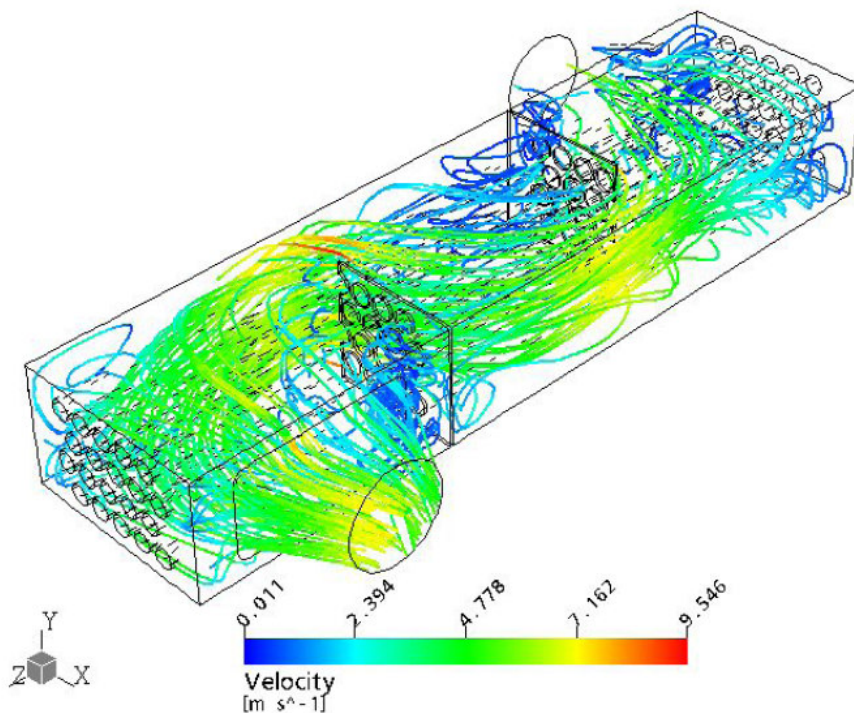
11.3.3 Mezitrubkový prostor

Za okrajové podmínky pro vzduch proudící v mezitrubkovém prostoru byly použity hodnoty z kapitol 10.3 a 10.3.2. Okrajové podmínky byly nadefinovány obdobně jako u částí se vstupní a obrátovou komorou (obr. 11.14). Charakteristika vzduchu nemusela být zadána, protože jak vyplývá z kapitoly 10.3.1, je počítáno s ideálním vzduchem, který je součástí databáze programu CFX.

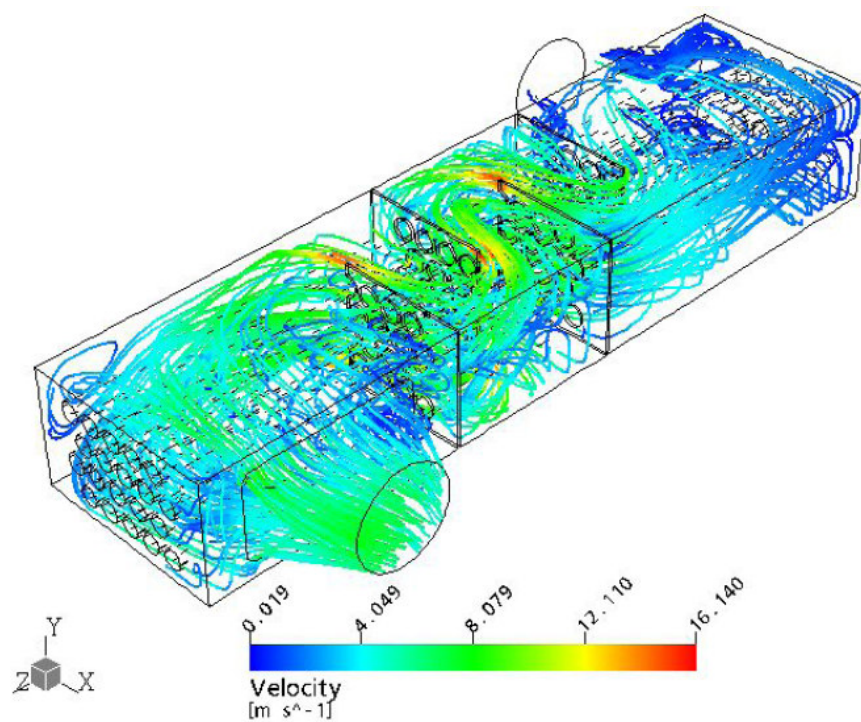


Obr. 11.14 Okrajové podmínky

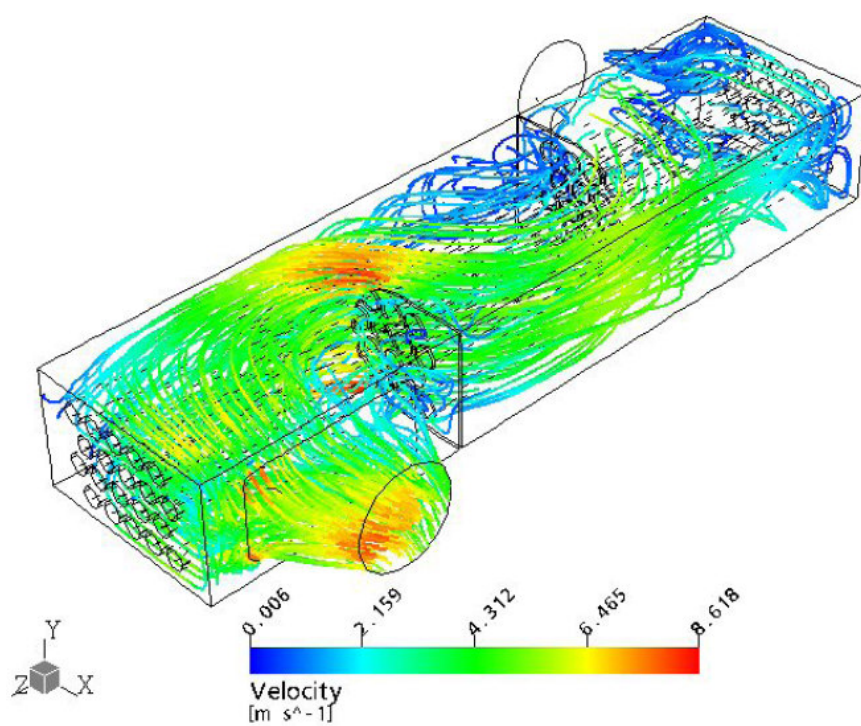
Po zadání všech potřebných údajů byla provedena analýza proudění vzduchu. Na několika následujících obrázcích je zobrazeno rozložení rychlostních polí prostřednictvím proudnic.



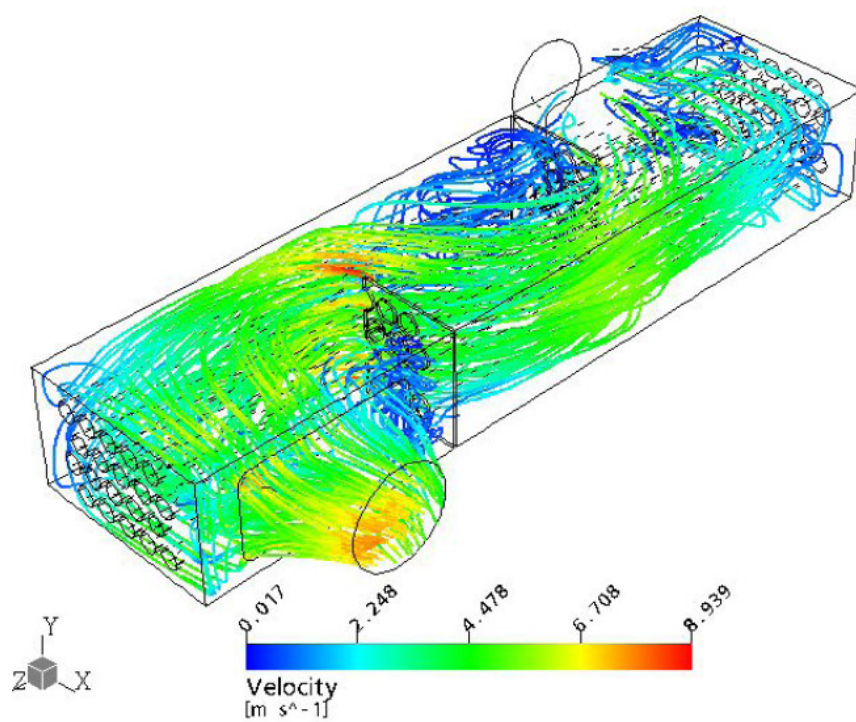
Obr. 11.15 Výchozí tvar (2 přepážky)



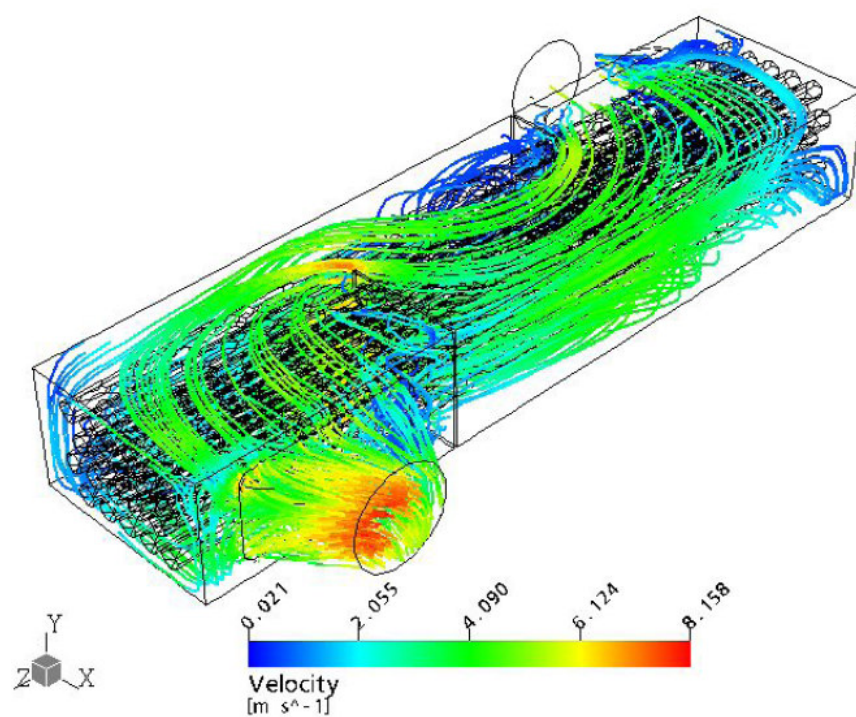
Obr. 11.15 Výchozí tvar (4 přepážky)



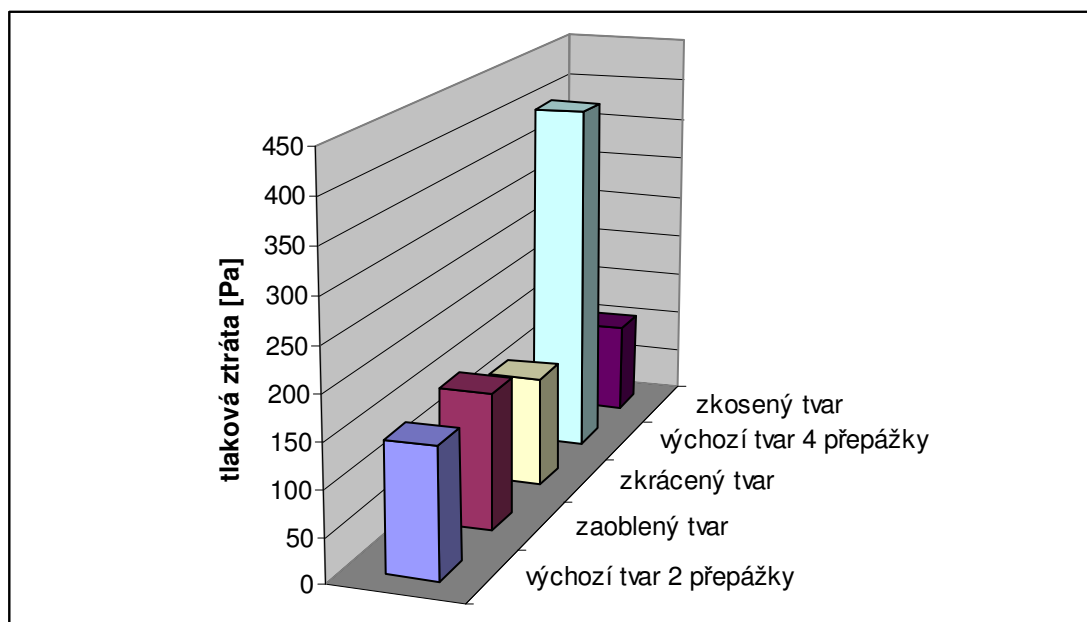
Obr. 11.17 Zaoblený tvar



Obr.11.18 Zkrácený tvar



Obr. 11.19 Zkosený tvar



Obr. 11.20 Tlakové ztráty jednotlivých variant

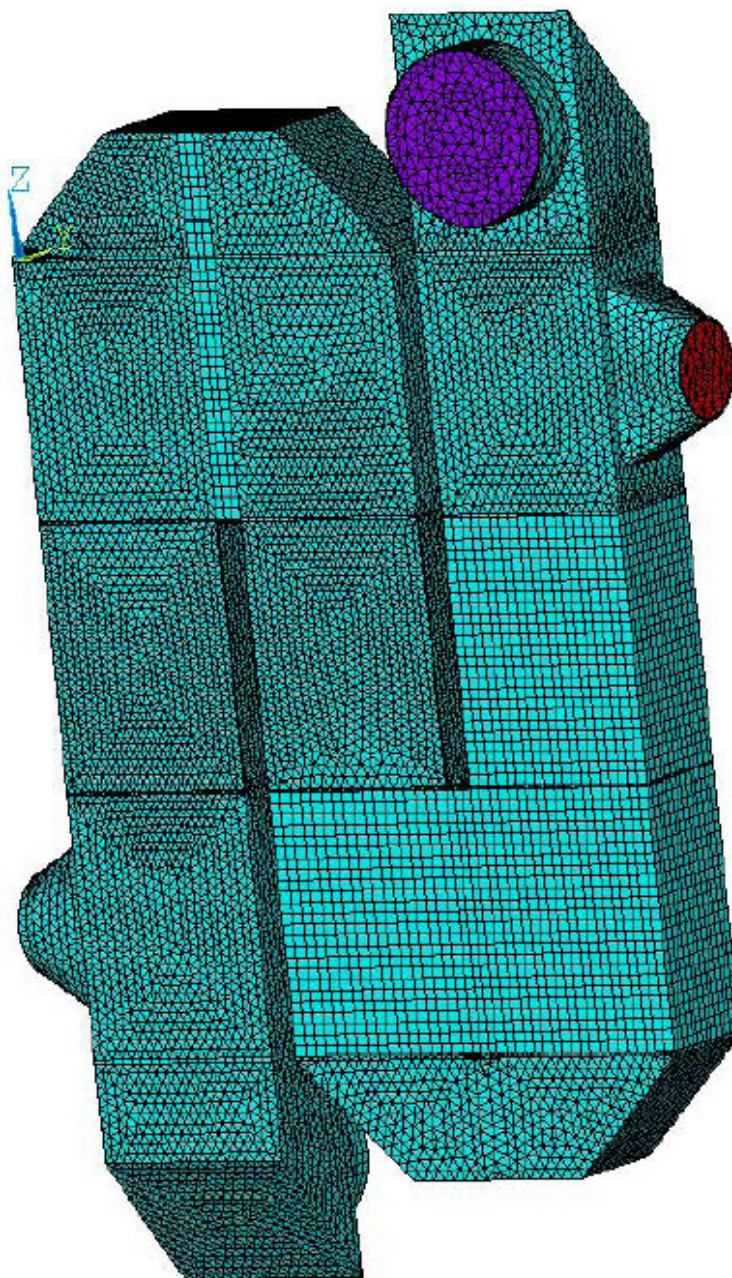
Z výsledků tlakových ztrát vyplývá, že optimálním konstrukčním řešením je zkosený tvar přepážek (obr. 11.19). U varianty se čtyřmi přepážkami (obr. 11.16) je tlaková ztráta přibližně třikrát větší než u ostatních variant. Při obtékání přepážek dochází k neustálenému proudění. U zkosených přepážek je toto částečně odstraněno.

12 VÝPOČET PŘESTUPU TEPLA

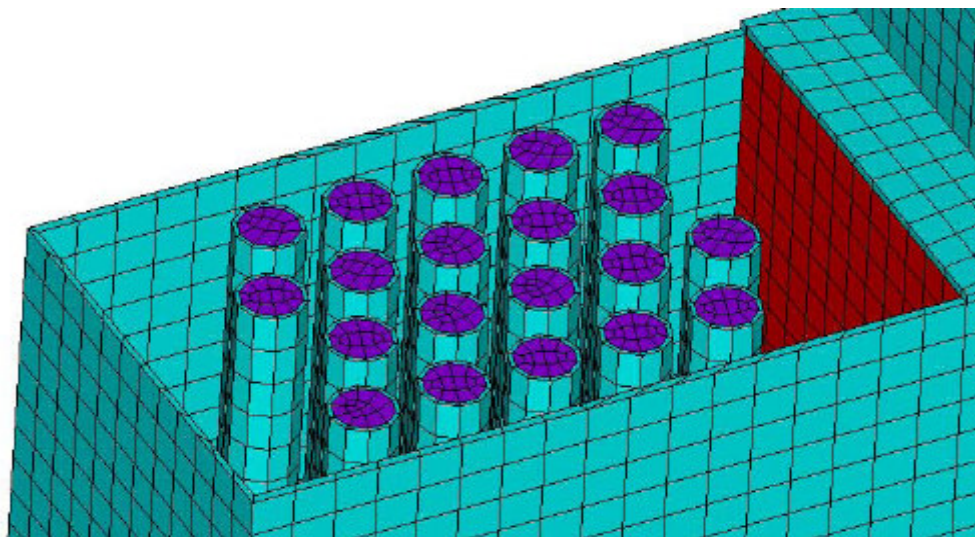
U optimalizované geometrie výměníku tepla (příloha 2) byl proveden výpočet proudění a přestupu tepla. Nejdůležitější je získání rozložení teplotních polí ve výměníku.

12.1 Výpočtový model

Model byl vytvořen v programu ANSYS, který má možnost exportu sítě do CFD. To je možné prostřednictvím cdb souboru (textový soubor). Výpočtový model je tvořen proudícími médii a materiálem tepelného výměníku (obr. 12.1, obr. 12.2). Sít' modelu byla vytvořena kombinací tetraedrických a hexaedrických lineárních elementů SOLID 70. Sít' je tvořena přibližně z 800 tisíc elementů a ze 250 tisíc uzlů.



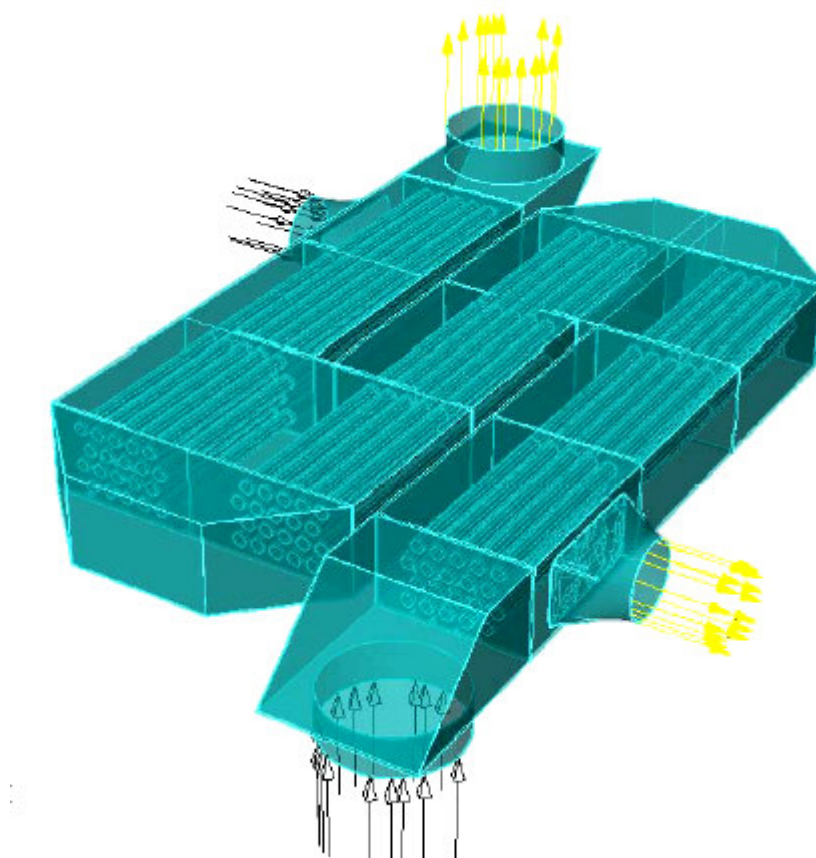
Obr. 12.1 Sít' výpočtového modelu



Obr. 12.2 Detail výpočtové sítě

12.2 Přestup tepla

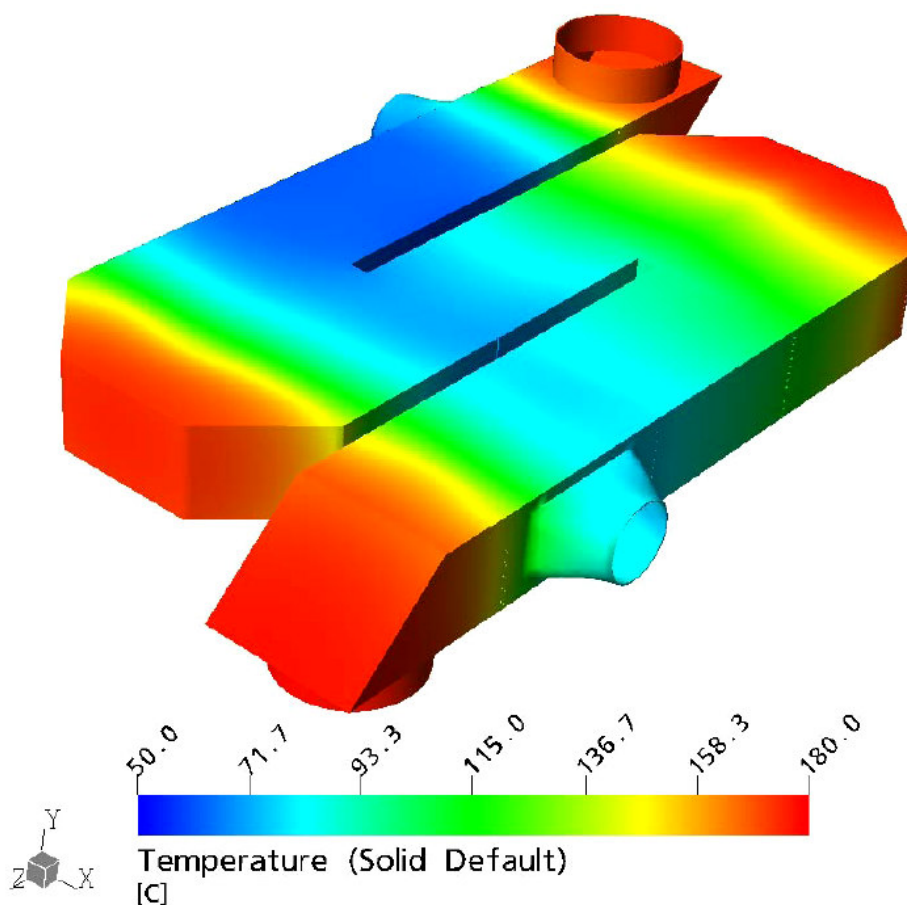
Pro analýzu přestupu tepla mezi médii a do materiálu tepelného výměníku byl použit program CFX. Jako okrajové podmínky byly použity hodnoty s kapitol 10.3 a 10.3.2, přičemž zadány byly hodnoty na vstupu a výstupní podmínka byla zadána tak, aby koncové hodnoty byly dopočítány. Zadání okrajových podmínek je znázorněno na obrázku 12.3, kde vstupy jsou označeny černými šipkami a výstupy žlutými šipkami.



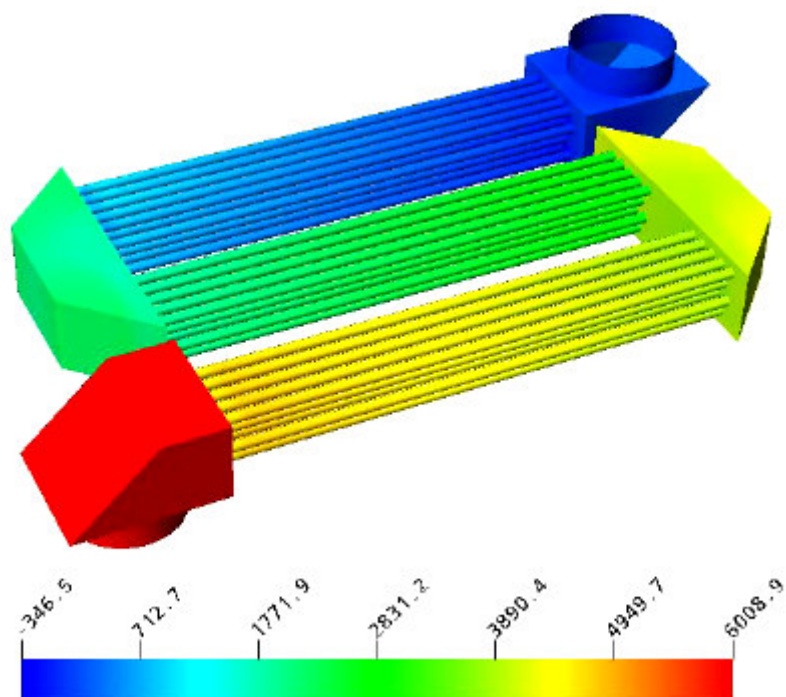
Obr. 12.3 Okrajové podmínky proudění

Použitým modelem turbulence byl model k-Epsilon. Dále byly zadány charakteristiky proudících médií a vlastnosti materiálu. Jak již bylo uvedeno v kapitole 11.3.3, charakteristiku vzduchu nebylo nutné zadávat, neboť program CFX má ve své databázi vlastnosti tohoto média. Vlastnosti spalin a materiálové vlastnosti nejsou obsaženy v databázi, proto vlastnosti spalin byly zadány podle tabulky 10.1, jako funkční závislosti teploty, aby je bylo možné stanovovat pro konkrétní hodnoty teploty a bylo tím dosaženo co možná nejpřesnějších výsledků. Materiálové vlastnosti byly zadány podle tabulky 10.2, také jako funkční závislosti teploty.

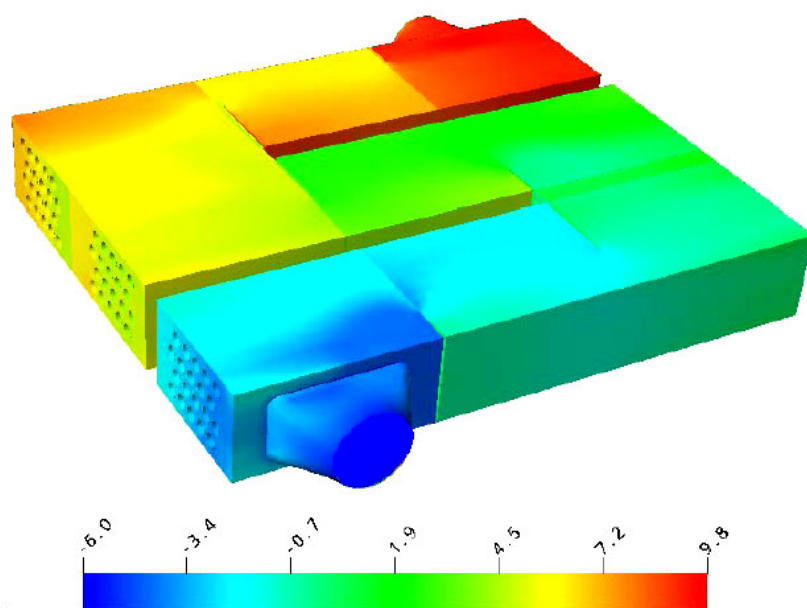
Po zadání všech potřebných okrajových podmínek a fyzikálních vlastností látek byla provedena termo-hydraulická analýza pro určení rozložení teplotních polí, které je znázorněno na obrázku 12.4. Na obrázcích 12.5 a 12.6 jsou znázorněna tlaková pole v trubkovém a mezitrubkovém prostoru.



Obr. 12.4 Rozložení teplot po stěně tepelného výměníku



Obr. 12.5 Rozložení tlakových polí v trubkovém prostoru [Pa]



Obr. 12.6 Rozložení tlakových polí v mezitrubkovém prostoru [Pa]

Teplota na výstupu z mezitrubkového prostoru je zhruba 70 °C, tedy teplotní rozdíl činí 20 °C. Na výstupu z trubkového prostoru je teplota 171 °C a teplotní difference oproti vstupní hodnotě je 9 °C. Výstupní teploty se neshodují s teplotami uvedenými v kapitole 10.3. Je to způsobeno zmenšením modelu a změnou geometrie tepelného výměníku. Významným je také fakt, že byl řešen pouze primární okruh, jak vyplývá z kapitoly 10.1.

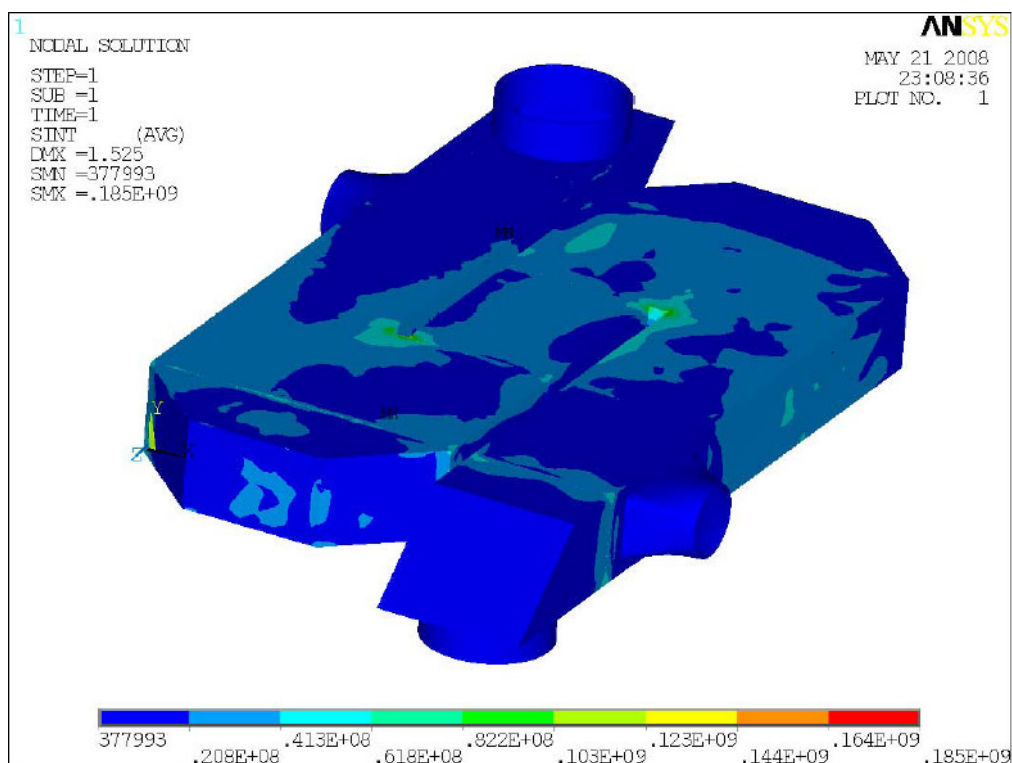
13 VÝPOČET ROZLOŽENÍ NAPĚTÍ V DŮSLEDKU PROUDĚNÍ MÉDIÍ

Výpočtový model pro analýzu napětí je shodný s modelem pro analýzu přestupu tepla. Pro napěťovou analýzu tepelného výměníku byl použit program ANSYS. Tento program umožňuje práci s daty získanými z analýz CFD. Z programu CFX byly vyexportovány odb soubory, které obsahují údaje o teplotách a tlacích v jednotlivých uzlech. Tyto soubory byly v programu ANSYS použity jako zatížení materiálu tepelného výměníku. Za okrajovou podmínku bylo použito pevné uchycení jednoho rohového uzlu, jak je patrné z obrázku 13.1. Tato podmínka může být použita, pokud oblast není předmětem posouzení. Materiálové charakteristiky byly zadány v souladu s tabulkou 10.2.

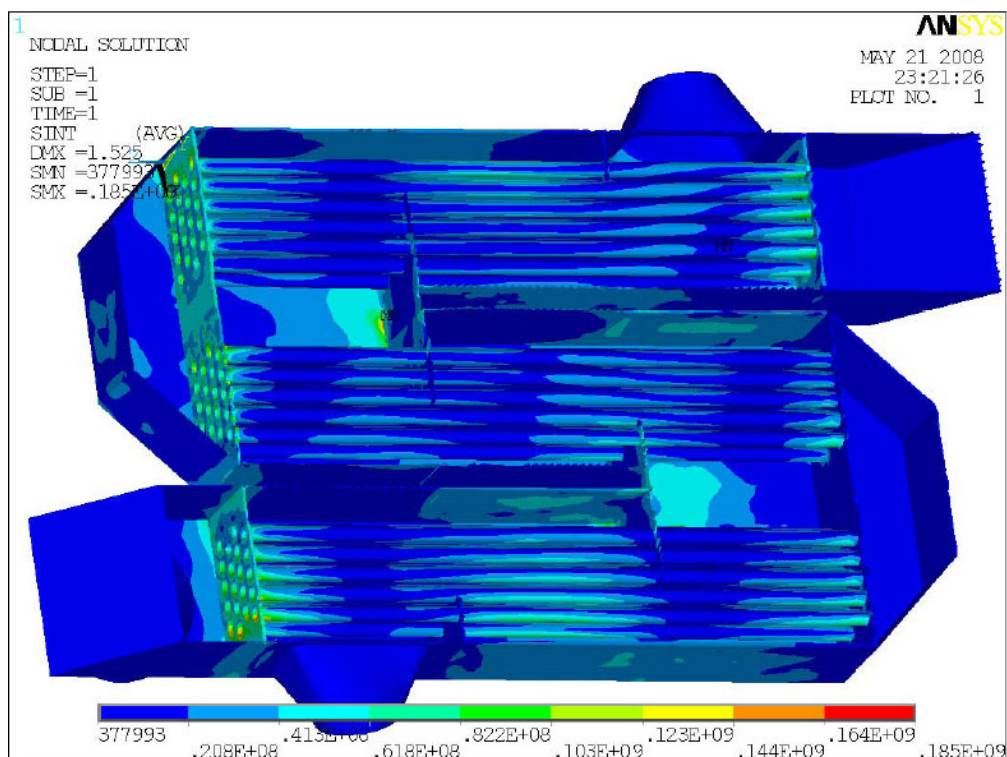
Po zadání všech potřebných hodnot bylo vypočteno rozložení napjatosti, které je znázorněno na obrázcích 13.1, 13.2.

13.1 Fluid Structure Interaction

Vzájemné interakce termo-hydraulických analýz jsou nazývány Fluid Structure Interaction (FSI). Jedná se o typ úloh, při kterých jsou výstupní hodnoty jedné analýzy, okrajovými podmínkami analýzy jiné. Při těchto analýzách je možný přenos dat z CFD do FEM (Finite Element Method) software a naopak. Tedy přenos dat z CFX do ANSYS pomocí odb souborů. Soubory odb jsou textové soubory, které obsahují data o teplotách a tlacích v uzlových bodech. Okrajové podmínky jsou načítány jako nové síť. Po načtení teplot vznikne výpočtová síť, která je tvořena elementy SOLID 70 a po načtení tlaků vznikne síť z elementů SURF 145. Takto vzniklé síť je třeba sloučit s výpočtovou sítí, nastavením stejného faktoru objemu nebo plochy. Okrajové podmínky jako silové zatížení a uchycení jsou zadávány na skupiny uzlů výpočtového modelu. Po zadání všech okrajových podmínek je nutné definovat vzájemné vztahy mezi soubory. Také musí být definován postup výpočtu. Vše musí být uloženo do jednoho výsledkového souboru.

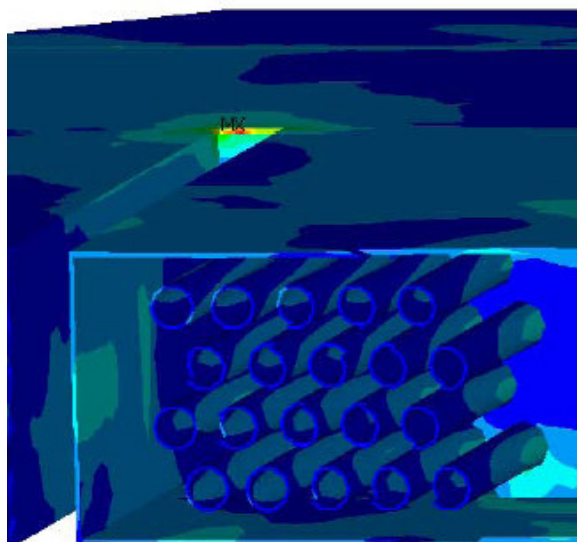


Obr. 13.1 Rozložení napjatosti



Obr. 13.2 Rozložení napjatosti (řez tepelného výměníku)

Největší napětí 185 MPa bylo vyvoláno v místě, které je znázorněno na obrázku 13.3. Vzniklá napětí nejsou příliš vysoká (do 200 MPa), ale kdyby docházelo k velkým změnám v charakteru proudění, mohlo by se jednat o cyklické zatěžování. Výměník by musel být posouzen na kumulaci poškození.



Obr. 13.3 Detail místa největšího napětí

14 ZÁVĚR

Na základě analýz byla provedena optimalizace geometrie tepelného výměníku. Z výsledků vyplývá, že optimálním tvarem vstupní komory je výchozí tvar, optimálním tvarem obrátové komory je varianta 3 zkoseného tvaru a optimálním tvarem z hlediska proudění a tlakových ztrát je zkosený tvar přepážek. U takto optimalizované geometrie byly vypočteny výstupní teploty proudících médií v tepelném výměníku.

Teplotní rozdíl vzduchu proudícího v mezitrubkovém prostoru činí 20 °C. U spalin v trubkovém prostoru je difference mezi vstupní a výstupní teplotou 9 °C. Výstupní teploty řešeného výměníku tepla se neshodují se stávajícím řešením. To může být způsobeno jak změnou geometrie optimalizovaného výměníku tepla, tak i upraveným modelem pro analýzy. Bylo by zapotřebí na stávající řešení aplikovat optimalizovanou geometrii a provést výpočet přestupu tepla.

Dále byla provedena pevnostní analýza, ze které vyplývá, že vzniklá napětí způsobená prouděním médií jsou menší než 200 MPa. V případě, že by docházelo k cyklickému zatěžování, bylo by nutné provést analýzy kumulace poškození.

15 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Medek, J.: *Hydraulické pochody*. 4. vyd. Brno: CERM, 2004. 339 s. ISBN 80-214-2640-3.
- [2] Pavelek, M. a kolektiv: *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: CERM, 2003. 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [3] Stehlík, P., Kohoutek, J., Němčanský, J.: *Tepelné pochody*: Výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991. 129 s.
- [4] Schneider, P.: *Základy konstruování procesních zařízení*. 1. vyd. Brno: PC – DIR Real, 1999. 169 s. ISBN 80-214-1438-9.
- [5] Horníčková, J.: *Pružnost a pevnost*: Interaktivní učební text. 1. vyd. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-7204-268-8. Dostupné z <<http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/start.pdf>>.
- [6] Svoboda, M.: *Teplotní pole a napětí*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1966.
- [7] Hájek, J.: *Aplikace výpočtové dynamiky tekutin v oblasti procesního průmyslu*. Brno: VUT FSI, 2007. 57 s.
- [8] Nowacki, W.: *Problémy termoelasticity*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968. 430 s.
- [9] Babinec, F.: *Aplikovaná fyzikální chemie*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1991. 200 s. ISBN 80-214-0367-5
- [10] Jegla, Z.: *Tepelné pochody*: cvičení. Brno: 2006/2007.
- [11] Hewitt, G.F.: *Process heat transfer*.: 1994. 1042 s. ISBN 0-8493-9918-1
- [12] ČSN 41 1373
- [13] Normativně technická dokumentace A.S.I. *Charakteristiky materiálů pro zařízení a potrubí jaderných elektráren typu VVER*. Sekce II, květen 2001.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 - Stávající řešení geometrie tepelného výměníku

Příloha 2 - Optimální geometrie tepelného výměníku

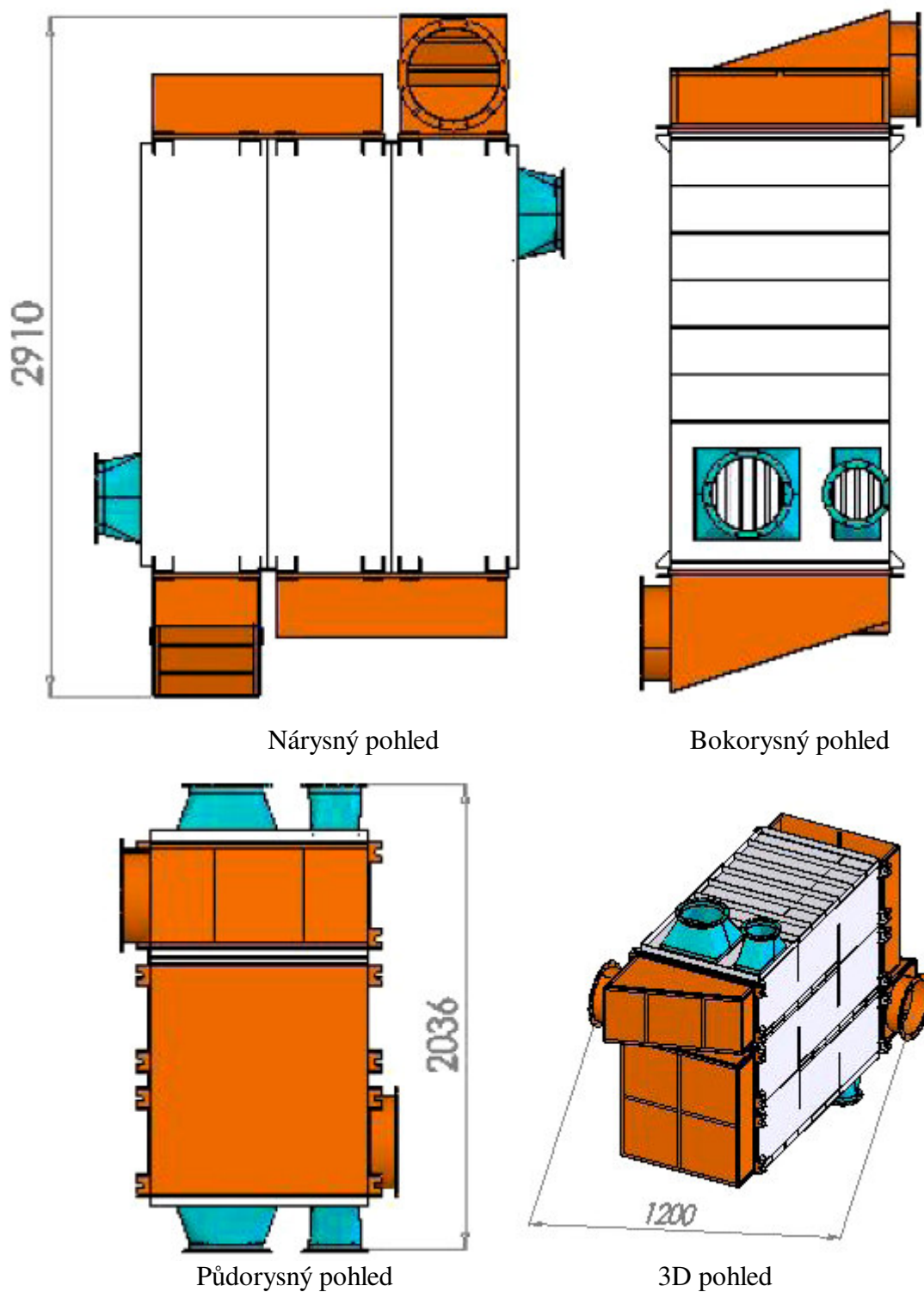
Příloha 3 - Výpočet kompresibilitního faktoru, přepočet průtoků pro zmenšený model

Příloha 4 - Výkresová dokumentace optimalizovaných částí výměníku tepla

Příloha 5 – CD obsahující plný text ve formátu pdf

PŘÍLOHA 1

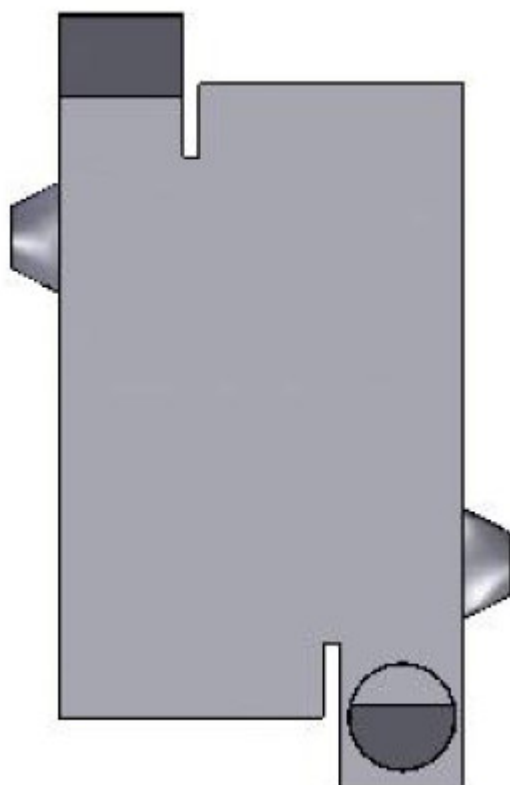
Stávající řešení geometrie tepelného výměníku



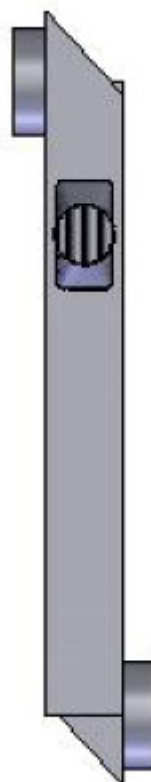
Obr 1.1 Stávající řešení geometrie tepelného výměníku

Podklady Ing. Martin Pavlas.

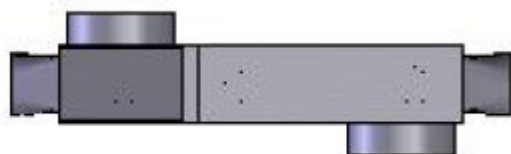
Řešený model výměníku tepla upravený pro analýzu a zmenšený v měřítku 1:5



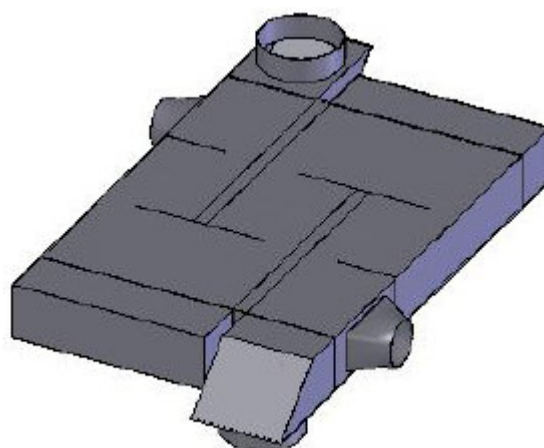
Nárysnyý pohled



Bokorysný pohled



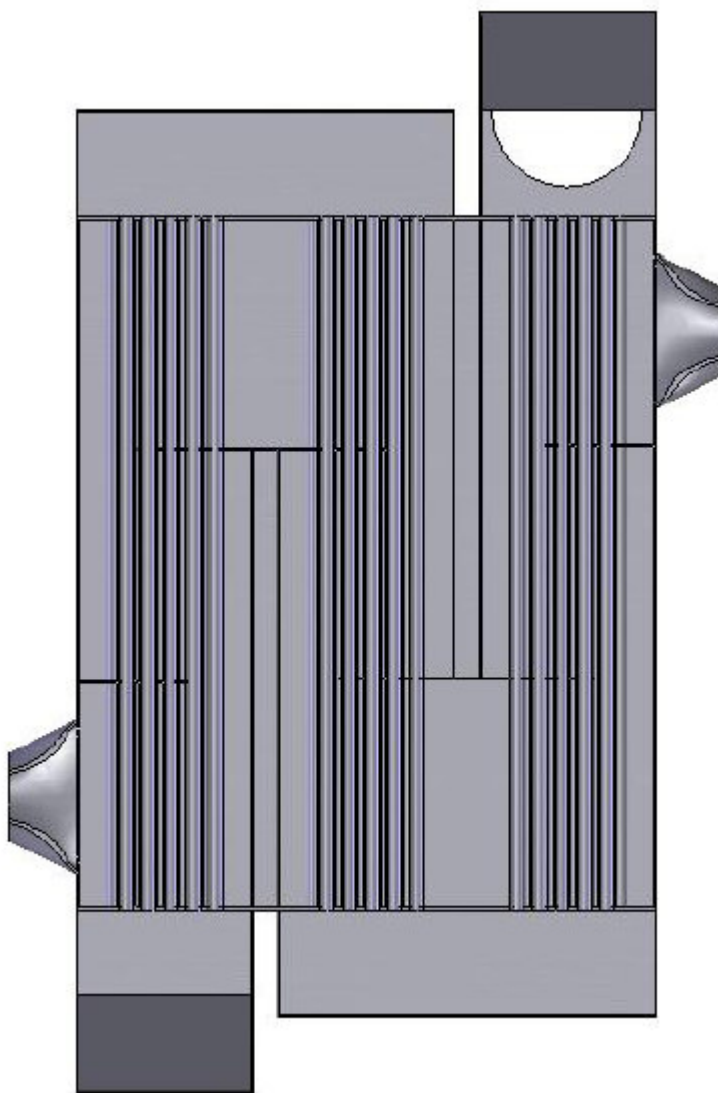
Půdorysný pohled



3D pohled

Obr. 1.2 Upravený model tepelného výměníku

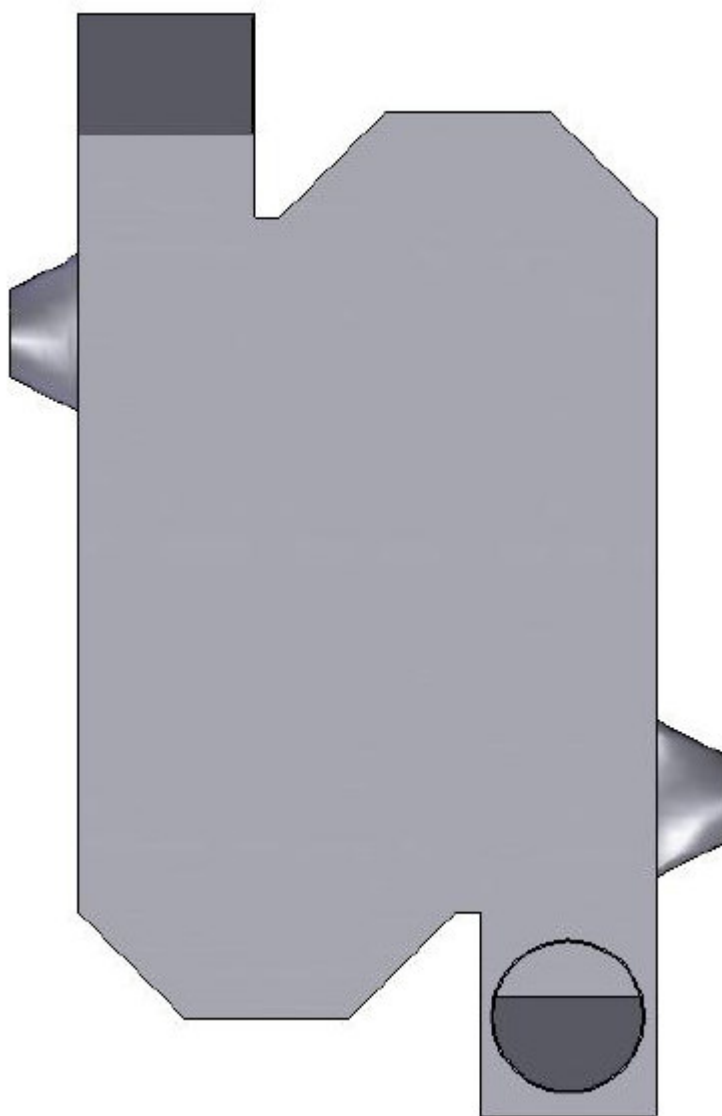
Řez řešeným modelem výměníku tepla



Obr. 1.3 Řez geometrií výměníku tepla

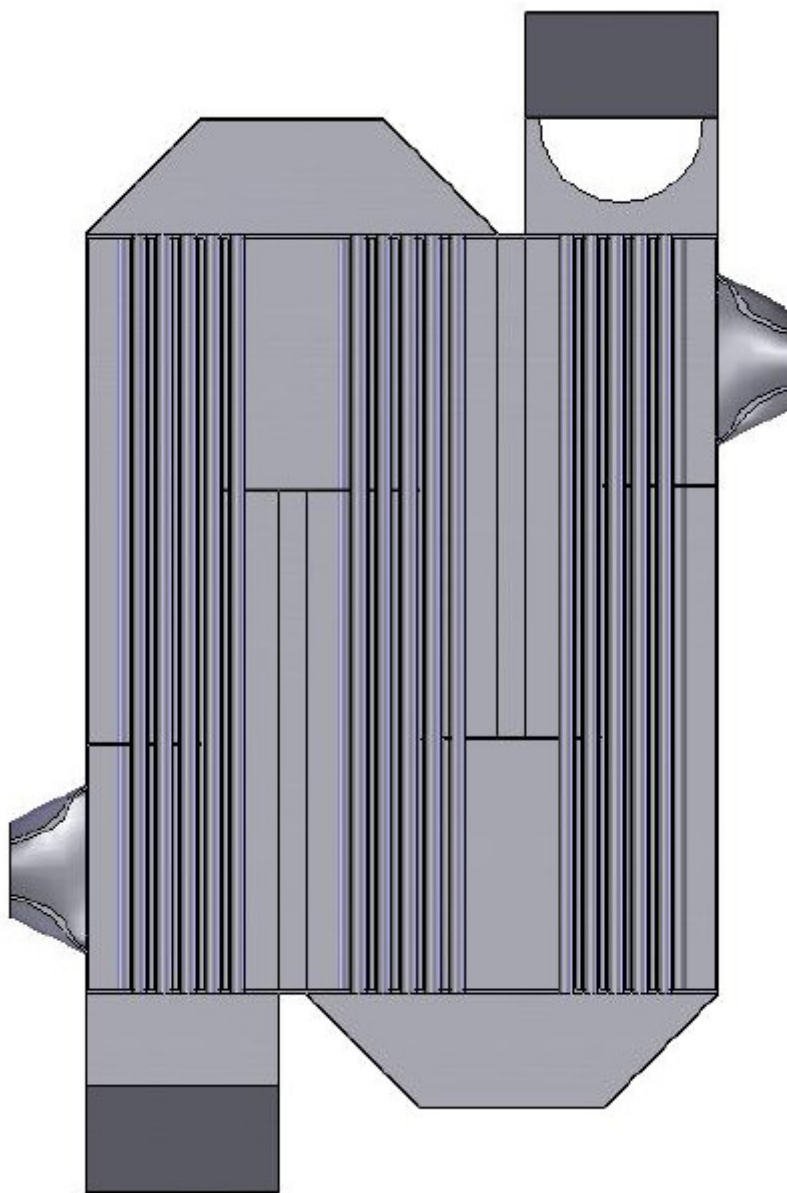
PŘÍLOHA 2

Optimální geometrie výměníku tepla



Obr. 2.1 Optimální geometrie výměníku tepla

Řez optimální geometrií výměníku tepla



Obr. 2.2 Řez optimální geometrií výměníku tepla

PŘÍLOHA 3

Výpočet kompresibilitního faktoru

```
> restart;
```

Výpočet redukované teploty Tr [-] a redukovaného tlaku pr [-]

```
> T:=323.15:           #[K]
```

```
Tk:=132.5:           #[K]
```

```
> Tr:='T/Tk', [];
```

$$Tr := \frac{T}{Tk}, []$$

```
> Tr:=T/Tk;
```

$$Tr := 2.438867925$$

```
> p:=102.325:          #[kPa]
```

```
pk:=3776:              #[kPa]
```

```
> pr:='p/pk', [];
```

$$pr := \frac{p}{pk}, []$$

```
> pr:=p/pk;
```

$$pr := 0.02709878178$$

Přepočet průtoků pro zmenšený model

```
> restart;
```

Výpočet rychlosti spalin na vstupu do výměníku

```
> V:=3200/3600:        #[m3/s]   průtok spalin
```

```
d:=0.394:              #[m]       průměr vstupního otvoru
```

```
> pi:=evalf(Pi):
```

```
> A:='pi*d^2/4', [m^2];
```

$$A := \frac{\pi d^2}{4}, [m^2]$$

```
> A:=pi*d^2/4;
```

$$A := 0.1219220693$$

```
> c:='V/A', [m/s];
```

$$c := \frac{V}{A}, \left[\frac{m}{s} \right]$$

```
> c:=V/A;
```

$$c := 7.290631581$$

Výpočet průtoku spalin na vstupu do výměníku pro zmenšený model

```
> dzm:=0.0788:         #[m]       průměr vstupního otvoru pro  
zmenšený model
```

```
> Azm:=pi*dzm^2/4;
```

$$Azm := 0.004876882772$$

```
> Vzm:=c*Azm;
```

$$Vzm := 0.03555555555$$


```
> Vzm:='c*Azm*3600', [m^3/h];
```

$$V_{zm} := 3600 \, c \, A_{zm}, \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

```
> Vzm:=c*Azm*3600;
```

```
>
```

$$V_{zm} := 128.0000000$$

Výpočet rychlosti vzduchu na vstupu do výměníku

```
> V:=900/3600:           #[m3/s]   průtok vzduchu
```

```
d:=0.219:               #[m]       průměr vstupního otvoru
```

```
> A:=pi*d^2/4;
```

$$A := 0.03766848132$$

```
> c:=V/A;
```

$$c := 6.636848401$$

Výpočet průtoku vzduchu na vstupu do výměníku pro zmenšený model

```
> dzm:=0.0438:          #[m]       průměr vstupního otvoru pro  
zmenšený model
```

```
> Azm:=pi*dzm^2/4;
```

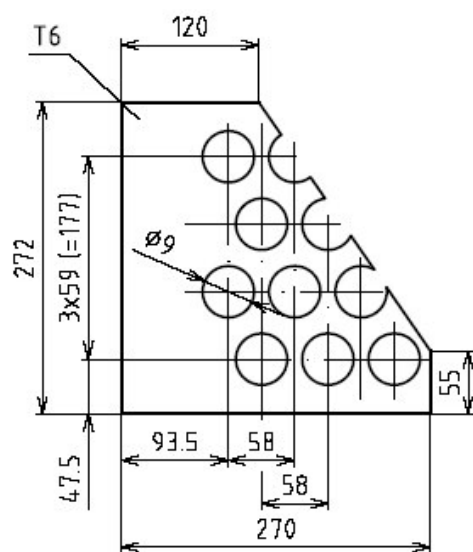
$$A_{zm} := 0.001506739253$$

```
> Vzm:=c*Azm;           #[m3/s]
```

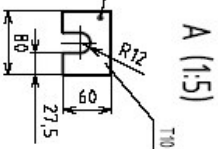
$$V_{zm} := 0.01000000000$$

```
> Vzm:=c*Azm*3600;      #[m3/h]
```

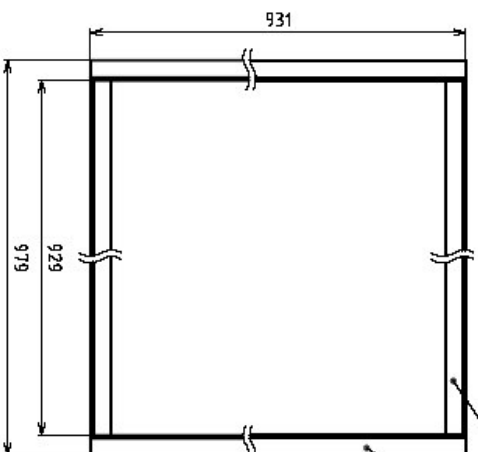
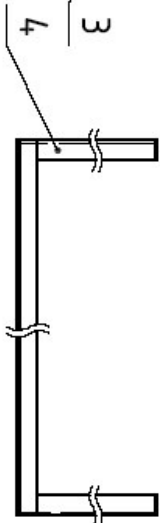
$$V_{zm} := 36.00000000$$



				Přesnost ISO 2768-M	Materiál 11373	T.O. 001
				Tolerování	Polotovár	P6-275X270
				Promítání	Hrubá hmotnost	4.2 kg
				PROCESNÍ INŽENÝRSTVÍ VUT V Brně – Fakulta strojního inženýrství		
Změna	Datum	Index	Podpis	PŘEPÁŽKA		
Navrhl STRQMSKY	Poznámka	Měřítko				
Přezkoušel		1:5		4-S16-12/01		
Technolog						
Normalizace	Starý výkres			Číslo výkresu	4-S16-12/01	
Schválil NEKVASIL	Č.seznamu			List		
Datum 26.4.2008	Č.sestavy				List	



Předmět ISO 2786-M		Materiál 11373	T.D. 001
Tolerování		Přelivovar	
Promětlivost		Hrnědž křehlost	36,1
			kg
<p style="text-align: center;">PROCESNÍ INŽENÝRSTVÍ</p> <p style="text-align: center;">VUT v Brně – Fakulta strojíňňa inženýrství</p>			
<p style="text-align: center;">OBRATOVÁ KOMORA</p>			
Měřev			
Materiál STROJNÍSKÝ		Poznamk	Měřitřha
Překřehlost			1:10
Technolog			
Normalizace		Starý výřev	
Stavěll NĚKÝSMIL		Časěřm	
Jaro 28.4.2008		Časěřm	
Listo		List	



VZPERY A ZLABEK SVARENÝ "I" SVARENÍ

4	VZPERA4	L25x25x4-355 CSN 42 554.1	1,18	4
		11 373.0		
3	VZPERA3	L25x25x4-485 CSN 42 554.1	1,18	2
		11 373.0		
2	VZPERA2	L25x25x4-929 CSN 42 554.1	1,32	2
		11 373.0		
1	VZPERA1	L25x25x4-931 CSN 42 554.1	1,34	2
		11 373.0		
CSLO	NAZEV - POLOTOVAR	POLITOVAR	SHOT J	PRINOS
POZ	VYKRES - NORMA	MATERIAL	Kg	

	Předmět ISO 7268-M	Materiál	13173
	Toleranční	Přelohovar	
	Promítání	Hrubá močnatost	10,6
Značka	Datum	Inženýr Podpis	
Návrh STROJNÍKY	Poznamka	Věřitka	
Překontrola		1:5	
Technolog			
Normalizace	Strany výkres		
Schválil NEKYSAL	Číslo kódu		
Datum 28.4.2008	Číslo výtisku		
	Lisů		

PROCESNÍ INŽENÝRSTVÍ

VUT v Brně – Fakulta strojírenského inženýrství


Název
RAM

Číslo výkresu
3-S16-11/01

Lisů

CÍSLO	NAZEV - POLOTOVAR	POLOTOVAR	HMOT	J.	MNOŽ.
POZ.	VYKRES - NORMA	MATERIAL	Kg		

1	BOK1	P3-931x355 CSN 42 5310	7.23	2
		11 373.0		
2	BOK2	P3-979x250 CSN 42 5310	5.73	2
		11 373.0		
3	STROP	P3-931x485 CSN 42 5310	8.4	1
		11 373.0		
4	ZLABEK	U15x22x2-4000 CSN 42 5570	3.32	1
		11 373.0		
5	RAM		10.6	1
	3-S16-11/01			
6	UCHO	P10-80x60 CSN 42 5310	2.5	8
		11 373.0		
7				
8				
	ELEKTRODA	EN 499 - E 20 4 B 42 H5		

				Přesnost ISO 2768-M	Materiál	
				Tolerování	Polotovár	
				Promítání 	Hrubá hmotnost	
				PROCESNÍ INŽENÝRSTVÍ VUT V Brně – Fakulta strojního inženýrství		
Změna	Datum	Index	Podpis			
Navrhl STROMSKY	Poznámka	Měřítka	Název OBRATOVA KOMORA			
Přezkoušel						
Technolog						
Normalizace	Starý výkres		Číslo výkresu	K-1-S16-11/00 List		
Schválil NEKVASIL	Č. seznamu		Listů			
Datum 28.4.2008	Č. sestavy					